

GAODENG ZHIYE JIAOYU JIAOCAI

· 高等职业教育教材 ·

# 食品工程原理

SHIPIN GONGCHENG YUANLI

· 周 巍 主编 马兴胜 主审 ·

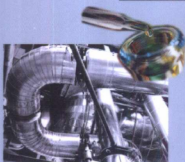


GAODENG ZHIYE JIAOYU JIAOCAI

• 高等职业教育教材 •

# 食品工程原理

SHIPIN GONGCHENG YUANLI



ISBN 7-5019-3718-4



9 787501 937189 >

ISBN 7-5019-3718-4/TS · 2211

定价: 30.00元



高等职业教育教材

# 食品工程原理

周 巍 主 编

马兴胜 主 审

高爱武 杨方美 副主编



中国轻工业出版社

## 图书在版编目(CIP)数据

食品工程原理/周巍主编. —北京: 中国轻工业出版社, 2002. 9

ISBN 7-5019-3718-4

I. 食… II. 周… III. 食品工程学—高等学校: 技术学校—教材 IV. TS201.1

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 032057 号

责任编辑: 沈力匀

策划编辑: 沈力匀 责任终审: 滕炎福 封面设计: 杨焰龙

版式设计: 王 欣 责任校对: 李 靖 责任监印: 吴京一

\*

出版发行: 中国轻工业出版社(北京东长安街 6 号, 邮编: 100740)

网 址: <http://www.chlip.com.cn>

联系电话: 010-65241695

印 刷: 北京工大印刷厂

经 销: 各地新华书店

版 次: 2002 年 9 月第 1 版 2002 年 9 月第 1 次印刷

开 本: 850×1168 1/32 印张: 15.75

字 数: 428 千字 插页: 2 印数: 1-4000

书 号: ISBN 7-5019-3718-4/TS·2211

定 价: 30.00 元

·如发现图书残缺请直接与我社发行部联系调换·

**全国高等职业教育食品生物工程  
专业系列教材编委会**

**主 任：**赵丽芹

**副主任：**薛文通 夏延斌 高愿军 江汉湖 张子德  
张意静

**编 委：**(按姓氏笔画)

马兴胜	万 萍	王如福	孔书敬	李丽萍
辛秀兰	沈建福	张培正	张和平	张惟广
苏 平	孟宪军	杨公明	周 巍	贾英民
徐明生	章建浩	陆 宁	卢益中	李晓华

## 序

党的十一届三中全会以来,食品工业受到党和国家的高度重视。1984年召开了全国食品工业工作会议,颁布了《1981~2000年食品工业发展纲要》,食品工业第一次作为整体行业进行规划、部署和发展。从此,中国的食品工业步入了持续、健康和快速发展的轨道,创造出了前所未有的业绩。改革开放20年以来,我国的食品工业一直以年均10%~12%的速度递增,1995年以来,食品工业总产值在全国工业部门总产值中所占比重始终保持第一位;1996年食品工业年实现利税总额突破1000亿大关;到1998年末,全国食品工业固定资产已达4507亿元。总之,食品工业在国民经济建设中发挥着越来越重要的作用。

随着食品工业的快速发展,我国食品专业已有的高校本科及中专毕业生远不能满足和适应形势发展的需要,尤其是全国食品行业大量乡镇及私营企业的蓬勃发展,形成了食品专业的人才短缺,导致了全国各高等院校兴办食品专业的热潮。其中,各种名目的成人教育(继续教育)、职业技术教育及函授教育等大专学历的、快速培养高层次实用人才的办学方式是近年来高校掀起的又一股办学热潮,其在校人数几乎与本科生接近。然而,目前国内仍没有一套适合于食品专业大学专科生使用的教材,其教学效果受到了直接的影响。喜闻全国高等职业教育食品生物工程专业系列教材编委会组织编写了这套教材,实为他们填补这类教材的空白感到高兴。为了这套教材的编写,他们付出了许多的辛苦,而且参编人员都是各院校的业务尖子,相信这套书会成为这类学生的最佳使用教材。

中国农业大学  
李里特

## 前 言

食品工业作为一个直接关系到国计民生的支柱产业,近二三十年来发生了革命性的变化,先进的工业技术层出不穷。

在食品加工中,存在着若干个基本的物理加工过程,如流体输送、传热、冷冻、干燥等。这些基本过程称为单元操作(Unit operation)。若干个单元操作的组合,就构成一种食品的生产工艺流程。作为食品工程技术人员,了解和掌握现代生产过程的设计、控制和操作是一项必备的技能。

食品工程原理是食品工程专业的一门重要技术基础课。它讲述的内容包括食品工程单元操作的基本原理、典型设备的结构原理、操作性能和设计计算。贯穿和联系本课程各章节间的基本理论是三传理论,即动量传递、能量传递和质量传递。通过课程的学习,可以训练和培养学生运用各种技术手段、分析解决工程设计和生产操作中的各类实际工作问题的能力。

本书介绍了与食品工程原理相关的内容,包括流体流动、流体输送、非均相混合物的分离、混合、乳化、传热、制冷、物料浓缩、物料干燥等。

本书中,绪论、前言、第一、二章、附录、实验一、二由哈尔滨商业大学周巍编写,第四、八章、实验七由内蒙古农业大学高爱武编写,第五章由南京农业大学杨方美编写,第三章、实验三、四由浙江农业大学陈纯编写,第六章、实验五、六由河南职业技术师范学院余小领编写,第七章由山西农业大学孟雪雁编写。在编写过程中得到了中国轻工业出版社、哈尔滨商业大学食品工程系等单位的领导和同行及内蒙古农业大学食品科学系范贵生、赵丽芹的真诚帮助,并引用了大量公开出版、发表的文献资料,在此一并向这些作者和所有提供过帮助的人们致以诚挚的谢意。

由于作者水平所限,书中错误在所难免,恳请读者批评指正。

编 者

# 目 录

绪论 .....	1
一、课程性质 .....	1
二、基本概念和方法 .....	1
三、单位制与单位换算 .....	2
练习题 .....	3
第一章 流体流动 .....	4
第一节 流体流动中的作用力 .....	4
一、流体的物理性质与内摩擦力 .....	4
二、压力和静压强 .....	9
第二节 流体力学的基本方程 .....	11
一、流体静力学基本方程 .....	11
二、流体动力学基本方程 .....	13
第三节 流体流动现象 .....	19
一、流体流动类型与雷诺数 .....	19
二、流体在圆管内的速度分布 .....	21
第四节 管内流动的阻力损失 .....	23
一、流体在直管内的沿程阻力损失 .....	23
二、局部阻力损失 .....	29
三、流体流动的总阻力 .....	31
第五节 管路设计和流量测量 .....	33
一、管路设计 .....	33
二、流量测量 .....	36
第六节 非牛顿流体的流动 .....	40
一、非牛顿流体的分类 .....	41
二、非牛顿流体内流动的阻力损失 .....	42
练习题 .....	43



<b>第二章 流体输送</b>	46
<b>第一节 离心泵</b>	46
一、离心泵的工作原理及主要构件	46
二、离心泵的主要性能参数	49
三、离心泵的特性曲线	51
四、影响离心泵性能改变的因素	52
五、离心泵的安装高度	53
六、离心泵的工作点及工作点的调节	57
七、离心泵的类型和选用	59
<b>第二节 正位移泵</b>	61
一、往复式泵	62
二、旋转式泵	64
三、正位移泵的特性	65
<b>第三节 气体输送与压缩设备</b>	67
一、离心式通风机	67
二、鼓风机	70
三、压缩机	71
四、真空泵	75
<b>练习题</b>	78
<b>第三章 非均相混合物的分离</b>	81
<b>第一节 筛分</b>	83
一、固体颗粒表示法	83
二、筛分	90
三、筛分设备	93
<b>第二节 沉降</b>	95
一、重力沉降	95
二、离心沉降	104
三、沉降设备	107
<b>第三节 过滤</b>	120
一、概述	120
二、过滤的基本理论	123
三、过滤设备	133

四、过滤计算 .....	139
第四节 离心分离 .....	143
一、概述 .....	143
二、离心分离原理 .....	144
三、离心机 .....	150
第五节 压榨 .....	154
一、压榨的影响因素 .....	155
二、压榨理论 .....	156
三、压榨设备 .....	159
练习题 .....	162
第四章 混合、乳化 .....	166
第一节 混合 .....	167
一、混合的基本理论 .....	167
二、液液系统的搅拌 .....	169
三、固液系统的搅拌 .....	172
四、捏合 .....	173
五、固体混合 .....	176
第二节 乳化 .....	179
一、乳化操作的基本理论 .....	180
二、食品工业中的乳化剂 .....	182
三、乳化方法及设备 .....	183
练习题 .....	188
第五章 传热 .....	190
第一节 概述 .....	190
一、传热在食品工业中的应用 .....	190
二、传热的基本方式 .....	190
三、传热过程 .....	191
第二节 热传导 .....	192
一、傅立叶定律 .....	192
二、热导率 .....	193
三、通过平壁的稳态导热过程 .....	196
四、通过圆筒壁的稳态导热过程 .....	199

第三节 对流传热 .....	202
一、基本概念及牛顿冷却定律 .....	202
二、影响对流传热系数的因素及准数关系式 .....	204
三、无相变的对流传热系数的经验关联式 .....	206
四、冷凝传热与沸腾传热 .....	211
第四节 辐射传热 .....	217
一、基本概念 .....	217
二、斯蒂芬-波尔茨曼定律 .....	218
三、克希霍夫定律 .....	219
四、两固体间的相互辐射 .....	220
五、辐射加热方法 .....	224
六、设备热损失计算 .....	226
第五节 传热过程计算 .....	227
一、热量衡算 .....	227
二、传热速率方程 .....	228
三、传热过程计算实例 .....	239
四、传热的强化 .....	243
第六节 换热器 .....	245
一、管式换热器 .....	246
二、板式换热器 .....	252
三、夹套式换热器 .....	257
四、混合式换热器 .....	257
练习题 .....	260
第六章 制冷 .....	265
第一节 制冷的理论基础 .....	266
一、温熵图与压焓图 .....	266
二、理想压缩制冷循环 .....	269
第二节 实际压缩制冷循环 .....	271
一、单级压缩制冷循环 .....	271
二、单级压缩制冷循环常见基本概念及计算 .....	276
三、多级压缩制冷循环 .....	287
四、逐级制冷循环 .....	290

第三节 制冷剂与载冷剂 .....	292
一、制冷剂 .....	292
二、载冷剂 .....	295
第四节 其他制冷方法简介 .....	296
一、吸收式制冷 .....	296
二、蒸汽喷射式制冷 .....	297
三、热电式制冷 .....	299
第五节 制冷机械与设备 .....	300
一、压缩机 .....	301
二、冷凝器 .....	301
三、蒸发器 .....	302
四、膨胀阀 .....	303
练习题 .....	303
第七章 物料浓缩 .....	306
第一节 蒸发浓缩 .....	306
一、蒸发的基本概念 .....	307
二、单效真空蒸发 .....	316
三、多效蒸发 .....	321
四、蒸发设备 .....	330
五、蒸发浓缩在食品工业中的应用 .....	338
第二节 冷冻浓缩 .....	339
一、冷冻浓缩的理论和方法 .....	340
二、冷冻浓缩的装置系统 .....	347
三、冷冻浓缩的应用 .....	353
第三节 膜分离 .....	356
一、膜分离的分类与特点 .....	356
二、微滤和超滤 .....	358
三、反渗透 .....	368
四、电渗析 .....	373
五、膜分离在食品工业上的应用 .....	379
练习题 .....	381
第八章 物料干燥 .....	383

第一节 概述 .....	383
一、去湿方法和干燥过程 .....	383
二、干燥过程的特点 .....	385
第二节 湿空气的性质及湿度图 .....	385
一、湿空气的性质 .....	385
二、空气的湿度图 .....	393
三、湿度图的应用 .....	395
第三节 干燥过程计算 .....	397
一、干燥器操作的基本原理 .....	397
二、干燥过程的物料衡算 .....	397
三、干燥过程的热量衡算 .....	400
四、理想干燥过程的计算 .....	402
第四节 干燥速率和干燥时间 .....	403
一、物料中所含水分的性质 .....	404
二、恒定干燥条件下的干燥速率 .....	405
三、恒定干燥条件下干燥时间的计算 .....	408
第五节 干燥设备 .....	410
一、常用的对流干燥器 .....	410
二、干燥器的选型 .....	414
第六节 冷冻干燥 .....	416
一、冷冻干燥理论 .....	416
二、冷冻干燥设备 .....	419
练习题 .....	421
<b>实验</b> .....	426
实验一 圆管沿程阻力的测定 .....	426
实验二 离心泵特性曲线的测定 .....	429
实验三 板框式压滤机过滤常数的测定 .....	432
实验四 液体黏度的测定(滚动落球黏度计) .....	434
实验五 冷库制冷系统制冷系数测定 .....	436
实验六 制冷设备的调试 .....	439
实验七 干燥速率曲线和传质系数的测定 .....	446

附录 .....	452
附录一 常用法定计量单位 .....	452
附录二 常用单位的换算 .....	453
附录三 物理性质数据 .....	457
附录四 管子规格 .....	469
附录五 设备规格和性能 .....	472
本书符号说明 .....	484
主要参考文献 .....	490



# 绪 论

## 一、课程性质

食品工业作为一个直接关系国计民生的支柱产业,近几十年来发展很快。我国传统的一直以家庭作坊式的食品加工生产,正逐渐被规模化、自动化、连续化生产线所替代。进入 21 世纪后,这种在食品工业上的革命将会继续进行下去。作为工程技术人员,了解和掌握现代化生产过程的设计、控制和操作是一项必备的技能。本课程就是培训学生运用各种技术手段,分析解决工程设计和生产操作中的各类实际工作问题的能力。

食品工程原理是食品工程专业的一门重要的技术基础课。它讲述的内容包括食品工程单元操作的基本原理、典型设备的结构原理、操作性能和设计计算。贯穿和联系本课程各章节间的基本理论是三传理论,即动量传递、热量传递和质量传递。

在食品加工生产中,存在着多种多样的物理加工过程,但就其操作原理而言,无论其原料和产品如何,可以归纳为若干基本的物理过程,如流体输送、传热、冷冻、干燥等。这些基本过程称为单元操作。若干个单元操作的组合,就构成一种食品的生产工艺过程。

## 二、基本概念和方法

本课程学习中除要了解掌握各单元操作的原理、设备和流程外,主要的学习方式是通过完成大量的工程计算来培养学生的分析问题和解决问题的能力。每章最后所精选的计算题,作为局部计算,可为将来的整体设计计算打下基础。在计算中,除需运用题给数据外,往往需要借助各类工程设计手册中的图表来获得相关数据。在查取数据、进行运算过程中应逐渐建立和养成严谨细致的工作作风。为计

算方便,本书附录中给出部分常用图表以备查取。

本教材中,对于各单元操作的工程计算,主要是为了解决两类基本问题:

(1) 物料衡算: 即对进出系统的水、气、汽等工质及原料和产品的平衡计算。在计算中,依据质量守恒定律,进入一过程的所有总质量(或质量)必须等于离开过程所有总质量(或质量)加上过程中物质的积累(或消耗)的总质量。对多数的稳定操作的连续过程,则无过程的积累或消耗,进入量就等于输出量。

(2) 能量衡算: 本课程涉及的能量衡算主要包括机械能衡算和热能衡算。能量衡算的基础是能量守恒和转换定律。机械能衡算是指操作中几种能量的相互转化而建立的平衡关系;而热能衡算是食品工程中最常见的能量衡算的形式。同物料衡算相似,对于稳态操作的热量衡算,同样也满足进入量等于输出量这个关系,一般对过程产生的散热量,可并入输出量考虑。

具体的物料衡算和能量衡算过程及计算方法,在本书各章中分析和讨论,各章的运算参数和过程一般相互独立(本书各章都可作为独立学科来讨论研究),但也有一定渗透,在学习中要适当注意。

### 三、单位制与单位换算

由于各国使用的单位制不同,给国际间的科技交流与贸易往来带来不便。1960年10月第十一届国际计量大会制定了一种新的单位制,称为国际单位制,符号SI。

国际单位制目前正被世界各国广泛采用。以国际单位制为基础,国务院制定了中华人民共和国法定计量单位现已正式实施。所以本课程采用的是法定计量单位。法定计量单位分基本单位和导出单位,具体情况可见本书的附录一。

由于历史原因和各国国情所限,目前在工程技术领域和市场流通上仍大量存在和使用如工程单位制、厘米克秒单位制(CGS制)、英制和市制等单位。因此,了解并掌握这些单位制间的换算,以及与法定计量单位间的换算关系,是工程计算上常遇到的问题。尤其在

本课程学习初期,发生的错误经常是在单位换算中产生的。故本教材在附录二中给出了常用单位的换算,已备查取。需强调的是,在完成本课程规定的计算中,除特殊说明,一定要将其他单位制先换算成法定计量单位再进行运算。

最后需提及的是,对运算中各步骤以及最后计算结果所获得的数据,除系数、指数和无因次准数外,都应注明数据后面的单位。计算数据的处理一般采用四舍五入的原则。无特指,数据精确至小数点后两位,并最好以指数形式表示。

## 练 习 题

1. 通用气体常数  $R = 82.06(\text{atm} \cdot \text{cm}^3)/(\text{mol} \cdot \text{K})$ , 将其换算成国际单位  $\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$ 。

2. 试将下列物理量换算成指定的单位

密度:  $13.6\text{g}/\text{cm}^3 = \underline{\hspace{2cm}} \text{kg}/\text{m}^3$ ;

压强:  $35\text{kgf}/\text{cm}^2 = \underline{\hspace{2cm}} \text{Pa}$ ;

$4.7\text{atm} = \underline{\hspace{2cm}} \text{Pa}$ ;

$670\text{mmHg} = \underline{\hspace{2cm}} \text{Pa}$ ;

功率:  $10 \text{ 马力} = \underline{\hspace{2cm}} \text{kW}$ ;

比热容:  $2\text{Btu}/(\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}) = \underline{\hspace{2cm}} \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;

$3\text{kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) = \underline{\hspace{2cm}} \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;

流量:  $2.5\text{L}/\text{s} = \underline{\hspace{2cm}} \text{m}^3/\text{h}$ ;

温度:  $25^\circ\text{C} = \underline{\hspace{2cm}} ^\circ\text{F}$ ;

$100^\circ\text{F} = \underline{\hspace{2cm}} ^\circ\text{C}$ 。

# 第一章 流 体 流 动

## 基础理论和知识

流速、流量、牛顿流体、非牛顿流体、雷诺数、沿程阻力、局部阻力等的概念。

## 基本技能和要求

1. 熟练地掌握流体流动中其物理性质的变化规律以及能量、质量平衡计算的方法。
2. 能设计一般的管路输送系统。

在食品工业生产中,流体(液体、气体)的流动是各种单元操作中普遍涉及的现象。工业生产过程中,常需按照工艺要求,将某种液体或气体依次输送到某些设备或使用地。一般情况下,这类输送需借助于管路系统和输送设备(如泵或风机等)才能完成。

本章主要是讨论流体流动过程的基本原理和流体在管内流动的规律,从而解决流体输送和管路及辅件的设计选择问题。

## 第一节 流体流动中的作用力

### 一、流体的物理性质与内摩擦力

对于某种特定流体,衡量其在某状况下具有的特征的状态参数,称做这种流体的物理性质。如水和干空气的物理性质可参见本书附录三。从表中可以看出,影响流体物理性质变化的主要因素,一是温度,二是压力。一般认为,气体的分子间密度很稀,在外力作用下,体积很容易被压缩,故称做可压缩流体;而液体内部分子间间距较小,外力作用下,体积改变很少,故称做不可压缩流体。所以查取流体的物理性质参数时,气体要注意受压力和温度的共同影响。而液体压力作用较弱,主要考虑温度影响。

以下对流体的主要物理性质进行说明：

### (一) 密度

单位体积流体的质量,称做流体的密度  $\rho$ ,其表达式为:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-1)$$

式中  $m$ ——流体的质量,kg;

$V$ ——流体的体积, $\text{m}^3$ 。

密度的法定计量单位为  $\text{kg}/\text{m}^3$ ,有关资料查阅到的流体密度数据常用  $\text{g}/\text{cm}^3$  表示。

有时资料中会出现相对密度概念,它是指某种流体的密度与纯水在  $4^\circ\text{C}$  时密度的比值。纯水在  $4^\circ\text{C}$  时的密度值为  $1000\text{kg}/\text{m}^3$  (常压)。相对密度在数值上和物理学中的相对密度相同,同时它们都是量纲为 1 的纯数。

另外,有时会遇到比体积的概念,比体积即密度的倒数,其表达式为:

$$v = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m} \quad (1-2)$$

$v$  单位为  $\text{m}^3/\text{kg}$ ,即单位质量流体所具有的体积。

在生产过程中,经常遇到各种混合物,在无直接实测数据时,混合物的密度可以用以下近似公式进行计算。

对于液体,混合物组成常用组分的质量分数表示。故液体混合物密度  $\rho_m$  的计算式为:

$$\rho_m = \sum_{i=1}^n w_i \rho_i \quad (1-3)$$

式中  $\rho_i$ ——液体混合物中  $i$  组分的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$w_i$ ——液体混合物中  $i$  组分的质量分数。

对于气体,混合物组成常用体积分数(或摩尔分数)表示,故其密度  $\rho_m$  的计算式为:

$$\rho_m = \sum_{i=1}^n \varphi_i \rho_i \quad (1-4)$$

式中  $\varphi_i$ ——气体混合物中  $i$  组分的体积分数。

## (二) 体膨胀系数

流体的体积在外界温度和压力发生改变时,会发生一定变化。如前所述,一般温度影响较压力影响导致体积变化更常见(尤以气体为甚)。故附表中列出的体膨胀系数  $\alpha_v$  值均指温度变化引起体积的相对变化。即:

$$\alpha_v = \frac{\partial V}{\partial T} / V \quad (1-5)$$

$\alpha_v$  单位为  $1/K$ 。体膨胀系数又称热或温度膨胀系数。

## (三) 比热容和焓

### 1. 比热容

比热容指单位流体,在无化学反应和相变时,温度升高  $1K$  时所需要的热量。一般过程常在定压下进行,故用定压比热容  $c_p$  表示。由于衡量单位基准不同,工程上有:

质量比热容,单位:  $kJ/(kg \cdot K)$  (用得最多); 体积比热容,单位:  $kJ/(m^3 \cdot K)$ ; 摩尔比热容,单位:  $kJ/(kmol \cdot K)$ 。

在定压下进行的加热或冷却过程,流体吸收或放出的热量等于其比热容、质量和温升(或温降)的乘积,即:

$$\Delta Q_p = mc_p \Delta T \quad (1-6)$$

注意上式应用在无相变的场合。

### 2. 焓

又称热含量,其值反映流体在某状态下所包含的热量。由附表中查得的是单位流体具有的焓,又称做比焓,单位:  $kJ/kg$ 。利用焓差可直接计算流体热量的变化。

## (四) 内摩擦力与黏度

日常生活中我们会直观地感到某种流体黏与不黏,这实际反映出流体流动性的好坏,又称做流体的黏性。而黏度是对流体黏性的度量参数。

黏性的大小是流体流动时内部存在的内摩擦力起作用。内摩擦力是存在于流体内部层与层之间及质点与质点间的一种黏性阻力,它对流体流动起阻滞作用。如图 1-1 所示,设有两块平行平



板,其间距甚小且充满流体。下板固定,上板施加一平行于平板的外力,使此平板以速度  $v$  做匀速运动。十分明显,紧贴在运动板上的一层流体应以同一速度流动。而紧贴在固定板上的一层流体则仍处于静止状态。两块平行板间各层流体的速度不同,可以将其看成由下板至上板速度不同的流体层组合而成,其速度分布如图 1-1 所示。

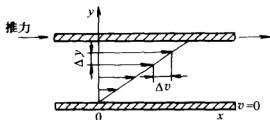


图 1-1 平板间液体速度变化图

这样,各流体层之间存在速度差,亦即存在相对运动。流体层间,运动较快的拖动运动较慢的向前运动,运动较慢的则曳制运动较快的流动。这种运动着的流体内部相邻两流体层间的相互作用力就称做流体的内摩擦力或黏滞力。单位面积上的内摩擦力就是剪应力。

实验证明,对于大多数流体,剪应力  $\tau$  服从下述牛顿摩擦定律:

$$\tau = \frac{F}{S} = \mu \cdot \frac{dv}{dy} \quad (1-7)$$

式中  $\tau$ ——剪应力,  $\text{N/m}^2$ ;

$\frac{dv}{dy}$ ——法向速度梯度,  $\text{L/s}$ ;

$\mu$ ——比例系数,称为黏性系数或动力黏度,  $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 。

凡是剪应力与速度梯度的一次方成正比的流体,即服从牛顿摩擦定律的流体,称做牛顿流体。凡是反映的特性与牛顿摩擦定律不相符合的流体,统称为非牛顿流体。关于非牛顿流体的特性以后做专门讨论。

式(1-7)可以导出黏度  $\mu$  的法定计量单位为  $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ,即  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。一般查得黏度数据常为 CGS 制单位:泊(P),即  $\text{dyn}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$ ,换算关系:

$$1 \text{ 厘泊 (cP)} = 10^{-2} \text{ 泊 (P)} = 10^{-3} \text{ 帕}\cdot\text{秒 (Pa}\cdot\text{s)}$$

另外,工程上有时以运动黏度表示流体黏性大小。运动黏度是动力黏度与密度之比,用符号  $\nu$  表示,即:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-8)$$

运动黏度的法定计量单位为  $\text{m}^2/\text{s}$ , CGS 制单位为 St, 简称斯。

$$1\text{St} = 10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$$

流体的黏度可由黏度计或流变仪测定, 可以从本书附录中或有关手册中查取。图 1-2 给出几种液体食品的黏度与温度的关系。图 1-3 表示某些食品的黏度受组分含量和悬浮粒子大小影响的关系。

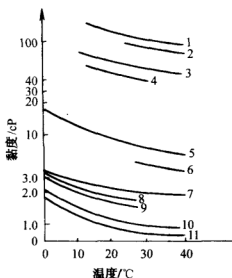


图 1-2 液体食品的黏度与温度的关系

1—菜子油 2—猪油 3—椰子油 4—沙丁鱼油、鲸鱼油

5—40%蔗糖溶液 6—50%葡萄糖溶液 7—20%蔗糖溶液

8—20%葡萄糖溶液 9—牛奶 10—10%盐水 11—水 ( $1\text{cP} = 10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{s}$ )

例 1-1 当速度梯度为  $100\text{s}^{-1}$  时, 求牛奶在室温下的剪应力。  
假设  $20^\circ\text{C}$  时牛奶的黏度  $\mu = 2\text{cP}$ 。

解:  $\mu = 2\text{cP} = 2 \times 10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{s}$

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} = 2 \times 10^{-3} \times 100 = 0.2(\text{Pa})$$

所以当速度梯度为  $100\text{s}^{-1}$  时, 牛奶在室温下的剪应力为  $0.2\text{Pa}$ 。

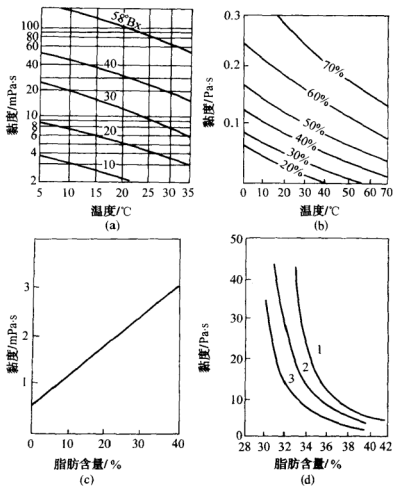


图 1-3 组分含量和悬浮粒子大小对食品黏度的影响

(a) 橘汁 (b) 蔗糖溶液 (c) 牛奶 (d) 巧克力

1—细粒 2—中粒 3—粗粒

## 二、压力和静压强

垂直作用于任意流体微元表面的力称做压力。对静止的流体，其单位面积上所受的力称做静压强，用  $p$  表示，即：

$$p = \frac{F}{S} \quad (1-9)$$

式中  $p$ ——流体的静压强， $\text{N/m}^2$  或  $\text{Pa}$ ；

$F$ ——垂直作用于流体表面的力, N;

$S$ ——作用面的表面积,  $m^2$ 。

压强的法定计量单位是  $N/m^2$ , 即 Pa, 叫做帕。由于过去用的压强单位很多, 如标准大气压 (atm)、工程大气压 (at)、毫米汞柱 (mmHg)、米水柱 ( $mH_2O$ )、巴 (bar) 等, 因此正确掌握它们之间的换算关系十分重要:

$$1 \text{ atm} = 1.033 \text{ kgf/cm}^2 = 760 \text{ mmHg} = 10.33 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$= 1.013 \text{ bar} = 1.0133 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ at} = 1 \text{ kgf/cm}^2 = 735.6 \text{ mmHg}$$

$$= 10 \text{ mH}_2\text{O} = 0.987 \text{ bar} = 9.807 \times 10^4 \text{ Pa}$$

以上关系最好记住, 更详细的换算请参见附录。

按度量压强的基准(即零点)的不同, 压强有 3 种不同的名称, 即绝对压强、表压强和真空度。

绝对压强是以绝对真空为基准, 在工程计算中常用此压强。

表压强是以大气压为基准, 即绝对压强高于大气压的数值, 一般压强表所测得压强值都是表压强。表压强  $p_g$ 、绝对压强  $p_{ab}$  和大气压  $p_a$  三者有下列关系:

$$p_g = p_{ab} - p_a \quad (1-10)$$

当被测流体体系的压强小于外界大气压时, 使用真空度进行测量。真空表的读数称做真空度, 设真空度为  $p_{vm}$  则有:

$$p_{vm} = p_a - p_{ab} \quad (1-11)$$

即真空度表示被测流体的绝对压强低于当地大气压的数值。不难看出真空度实际上是流体表压强的负值。例如体系的真空度为  $5.0 \times 10^3 \text{ Pa}$ , 则其表压强为  $-5.0 \times 10^3 \text{ Pa}$ 。

为了避免差错, 在用表压或真空度表示流体的压强时, 必须在压强单位后面加括号注明, 如  $p = 2.5 \times 10^5 \text{ Pa}$  (表压),  $p = 66.7 \text{ kPa}$  (真空度) 等。如果不注明, 即为绝对压强。

例 1-2 压缩机进口处真空表的读数是  $66.7 \text{ kPa}$  (真空度), 出口处压强表的读数是  $196 \text{ kPa}$ , 求气体在压缩机进、出口处的压强差。设当地大气压为  $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

解：气体在压缩机进口处的绝对压强：

$$p_1 = 1.013 \times 10^5 - 6.67 \times 10^4 = 3.46 \times 10^4 (\text{Pa})$$

气体在压缩机出口处的绝对压强：

$$p_2 = 1.013 \times 10^5 + 1.96 \times 10^5 = 2.973 \times 10^5 (\text{Pa})$$

故气体在压缩机进、出口处的压强差：

$$p_2 - p_1 = 2.973 \times 10^5 - 3.48 \times 10^4 = 2.63 \times 10^5 (\text{Pa})$$

又解：

$$\begin{aligned} p_2 - p_1 &= (1.013 \times 10^5 + 1.96 \times 10^5) - (1.013 \times 10^5 - 6.67 \times 10^4) \\ &= 1.96 \times 10^5 + 6.67 \times 10^4 = 2.63 \times 10^5 (\text{Pa}) \end{aligned}$$

由上例可看出,当已知一处的表压和另一处的真空度时,两处的压强差就等于其表压和真空度之和,不必先通过当地大气压换算成绝对压强。但计算时需注意单位必须统一。

## 第二节 流体力学的基本方程

### 一、流体静力学基本方程

描述静止流体内部压力变化规律的数学表达式,称做流体静力学基本方程。如图 1-4 所示,容器内盛有密度为  $\rho$  的静止液体,从中任意取一段上、下底面积为  $S$  的垂直液柱,任意选定一水平基准面,如容器的底部做水平基准平面。液柱上、下两面与基准面的垂直距离分别为  $Z_1$  和  $Z_2$ ,作用在上、下底面的压强分别为  $p_1$  和  $p_2$ 。现分析液柱的受力情况：

作用于液柱上面的压力  $= p_1 S$ ;

液柱自身的重力  $F_g = \rho g S (Z_1 - Z_2)$ ;

作用于液柱底面的压力  $= p_2 S$ ;

液柱处于平衡状态,上述三力之合力应等于零,即：

$$p_1 S + \rho g S (Z_1 - Z_2) - p_2 S = 0$$

以  $\rho S$  除上式各项,并移项得：

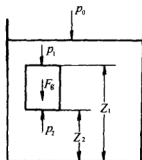


图 1-4 静力学基本方程的推导

$$gZ_1 + \frac{p_1}{\rho} = gZ_2 + \frac{p_2}{\rho} \quad (1-12a)$$

此方程式称为流体静力学基本方程式,也可写成以下形式:

$$p_2 = p_1 + \rho g(Z_1 - Z_2) \quad (1-12b)$$

如果将液柱的上底面放在液面上,设液面上方的压强为  $p_0$ ,液柱高  $Z_1 - Z_2 = h$ ,则上式改写为:

$$p_2 = p_0 + \rho gh \quad (1-12c)$$

由上式可看出:

(1) 在静止液体内任一点压强的大小,与液体的密度及该点的深度有关。

(2) 在静止液体内同一水平面上的各点,则因其深度相同,其压强亦相等。此压力相等的水平面,称做等压面。

(3) 当液体上方的压强  $p_0$  发生变化时,必将引起液体内部各点发生同样大小的变化。

例1-3 罐头厂为使高压杀菌连续化,采用如图1-5所示的静

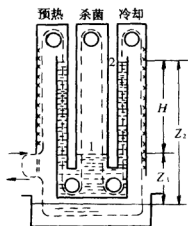


图 1-5 例 1-3 附图

水压密封连续杀菌装置。杀菌室内通入高压蒸汽。若蒸汽的压强为  $2 \times 10^5 \text{Pa}$  (绝对),试求水封室的高度。

解: 如图1-5,设杀菌室内液面为1,其基准面的高度为  $Z_1$ ,液面的静压强(即杀菌室内压强)为  $p_1$ ;水封室的液面为2,基准面高度为  $Z_2$ ;液面的压强(即大气压强)为  $p_2$ 。由于从液面1至液面2为同一流体所连通,引用流体静力学基本方程即有:

$$gZ_1 + \frac{p_1}{\rho} = gZ_2 + \frac{p_2}{\rho}$$

故水封室的最小高度应为:

$$H = Z_2 - Z_1 = \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$$

已知: 水的密度  $\rho = 1000 \text{kg/m}^3$ , 液面1的压强  $p_1 = 2 \times 10^5 \text{Pa}$ , 液面



2 的压强  $p_2 = 1.013 \times 10^5 \text{Pa}$ , 代入上式即得:

$$H = \frac{2 \times 10^5 - 1.013 \times 10^5}{1000 \times 9.81} \approx 10\text{m}$$

在生产上, 还要考虑操作上的弹性因素, 一般采用  $15 \sim 16\text{m}$ 。

## 二、流体动力学基本方程

### (一) 稳定流动的连续性方程

#### 1. 稳定流动和不稳定流动

稳定流动指在一个流动系统中任一位置上的流体的状态参数, 如流速、压力、密度等只是位置的函数, 而不随时间变化。

不稳定流动是指上述物理量不仅随位置变化, 而且随时间变化的流动。

在工业生产中, 多数过程常采用连续稳定操作, 即流体流动属稳定流动。只有间歇操作过程或过程的开工阶段和停工阶段为不稳定过程。故本章讨论的重点为稳定流动。

#### 2. 流量和流速

单位时间内流过管路任一截面的流体体积, 称做体积流量, 单位  $\text{m}^3/\text{s}$ 。若某一流体在时间  $t$  内流过任一截面  $S$  的体积为  $V$ , 则有:

$$q_V = \frac{V}{t} \quad (1-13)$$

单位时间内流过管路任一截面的质量, 称做质量流量, 以  $q_m$  表示, 单位  $\text{kg}/\text{s}$ 。若流体的密度为  $\rho$ , 则:

$$q_m = q_V \cdot \rho \quad (1-14)$$

单位时间内流体在流动方向上流过的距离称为流速, 以  $v$  表示, 其单位为  $\text{m}/\text{s}$ 。实验证明, 流体在管道内流动时管道任一截面上各点的流速各不相等, 在管壁处为零, 越接近管中心速度越大, 在管中心达到最大值。为了工程上计算方便, 一般选用平均流速, 即管截面上速度的平均值, 平均速度  $v$  的定义如下:

$$v = \frac{q_V}{S} \quad (1-15)$$

由式(1-14)和式(1-15), 可以得出:

$$q_m = q_V \rho = v S \rho \quad (1-16)$$

工业生产中,经常使用圆形管道,若以  $d$  表示管道内径,则式(1-15)化为:

$$v = \frac{q_V}{\frac{\pi}{4} d^2} \quad (1-17)$$

### 3. 连续性方程

流体稳定流动的连续性方程,实质上是流体流动体系的物料衡算关系式,即流入体系的质量流量和流出体系的质量流量应相等。

在如图 1-6 的稳定流动的管路系统中,流体从截面 1-1' 流入

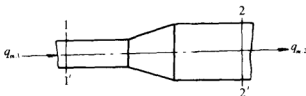


图 1-6 连续性方程式的推导

的质量流量  $q_{m,1}$  应等于从截面 2-2' 流出的质量流量  $q_{m,2}$ , 即:

$$q_{m,1} = q_{m,2}$$

$$\text{或} \quad v_1 S_1 \rho_1 = v_2 S_2 \rho_2 \quad (1-18)$$

可以把此关系式推广到管路系统的任意截面,则有:

$$q_m = v_1 S_1 \rho_1 = v_2 S_2 \rho_2 = \cdots = v S \rho = \text{常数} \quad (1-19)$$

上式即为稳定流动的连续性方程。

对于圆形管道,不可压缩流体,则  $\rho$  为常数,其连续性方程可以写成:

$$v_1 \frac{\pi}{4} d_1^2 = v_2 \frac{\pi}{4} d_2^2$$

$$\text{即} \quad \frac{v_2}{v_1} = \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad (1-20)$$

这一关系式十分有用,它说明在体积流量一定时,管内流体的流速与管道直径平方成反比。

例 1-4 在稳定流动系统中,水连续地从粗管流入细管。粗管

规格  $\phi 89\text{mm} \times 4\text{mm}$ , 细管规格  $\phi 57\text{mm} \times 3.5\text{mm}$ 。已知粗管中水的流速为  $0.9\text{m/s}$ , 试求细管中水的流速。

解: 各管内径  $d_1 = 89 - 2 \times 4 = 81(\text{mm})$

$$d_2 = 57 - 2 \times 3.5 = 50(\text{mm})$$

粗管流速  $v_1 = 0.9\text{m/s}$

由式(1-20)得细管中水的流速:

$$v_2 = v_1 \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 = 0.9 \times \left( \frac{81}{50} \right)^2 = 2.36(\text{m/s})$$

## (二) 柏努利方程

柏努利方程的推导方法有多种, 这里介绍一种用机械能衡算的方法, 较简便。

为使问题简化, 提出 3 个假设:

(1) 是理想流体 即流动过程中无摩擦损失(实际不存在)。

(2) 是不可压缩流体( $\rho_1 = \rho_2$ )。

(3) 是单纯流动 即系统与外界无功和热的能量交换。

对图 1-7 的稳定流动系统进行机械能平衡。截面 1-1' 和截面 2-2' 处流体的流速、压强和截面积分别为  $v_1$ ,  $p_1$ ,  $S_1$  和  $v_2$ ,  $p_2$ ,  $S_2$ ; 截面中心至基准面 0-0' 的距离分别是  $Z_1$  和  $Z_2$ ; 其流过的流体质量为  $m$ 。如此 1-1' 截面处流体所具有的机械能有:

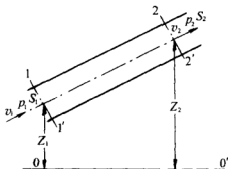


图 1-7 柏努利方程式的推导

(1) 位能。流体因处于重力场内而具有的能量, 相当于将  $m\text{kg}$  流体从基准面举起 to 高度  $Z_1$  所需要的功, 故:

$$\text{质量为 } m \text{ 的流体的位能} = mgZ_1$$

(2) 动能。流体以一定速度流动时, 便具有一定的动能, 其大小等于将  $m\text{kg}$  流体从静止加速到  $v_1$  所需要的功, 故:

质量为  $m$  的流体的动能  $= \frac{1}{2}mv^2$

(3) 静压能。和静止流体相同,流动着的流体内部任何位置也都有有一定的静压力,流体进入划定体积需要对抗压力做功。将  $m$  kg 流体压入划定体积的功为:

质量为  $m$  的流体的静压能  $= mp_1v = m \frac{p_1}{\rho}$

同理,在截面  $2-2'$  处所具有的位能、动能和静压能分别为  $mgZ_2, (1/2)mv_2^2$  和  $m(p_2/\rho)$ 。

由开始的 3 个假设,根据能量守恒和转化定律,可得以下关系式:

$$mgZ_1 + m \frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2}mv_1^2 = mgZ_2 + m \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2}mv_2^2$$

将上式除去  $m$ , 得:

$$gZ_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = gZ_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} \quad (1-21)$$

式(1-21)即为柏努利方程式,式中各项都是单位质量流体所具有的能量,单位:J/kg。上式多用于能量衡算。

将式(1-21)除以  $g$ , 可得:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1-22)$$

式(1-22)中各项:  $Z$  为位压头,  $p/\rho g$  为静压头,  $v^2/2g$  为动压头, 各项单位:  $m$ 。此式多用于水力计算。

将式(1-21)乘以  $\rho$ , 可得:

$$\rho g Z_1 + p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = \rho g Z_2 + p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} \quad (1-23)$$

式(1-23)中各项的单位: Pa。此式多用于气力输送计算。

以上 3 方程均为柏努利方程的不同形式。运用时,要注意其使用条件(即 3 个假设)。在选取计算截面时,一般以已知参数较多的截面和要求参数所在的截面为计算截面,搞清楚已知未知条件,代入适合的方程求解。最后需注意方程两端各项单位必须统一。

例 1-5 如图 1-8 所示的开口水箱,其下部侧方装有泄水龙头。

设水箱上方有维持水位恒定的装置,液面与泄水口的高差 $\Delta Z = 10\text{m}$ 。试求龙头开启后,水流达稳定时,水的流量。已知管内径为  $12\text{mm}$ 。

解: 引用柏努利方程做近似计算。取水箱液面为第一截面,龙头出口为第二截面。由于第一截面相对于出口截面甚大,故其速度  $v_1$  相对甚小可以忽略不计,故有:

$$\frac{v_2^2}{2g} = \Delta Z + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$$

又因两截面均与大气接触,故截面上流体压强相等,均等于大气压,从而上式简化为:

$$v_2 = \sqrt{2g\Delta Z} = \sqrt{2 \times 9.81 \times 10} = 14(\text{m/s})$$

故水的流量为:

$$q_V = \frac{\pi}{4} d^2 v_2 = (0.785)(0.012)^2 (14) = 1.58 \times 10^{-3} (\text{m}^3/\text{s})$$

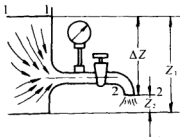


图 1-8 例 1-5 附图

### (三) 实际流体机械能平衡方程

讨论实际流体的流动,首先要考虑流体流动中必然会在流体内部及流体与管壁间形成摩擦阻力,产生能量消耗。其次若使流体流动起来,外界必须对流体做功,而这部分能量的提供,主要靠泵和风机来完成。这样对柏努利方程进行修正,外界提供能量放在方程左端,而流动损失能量放在方程右端。故实际流体机械能平衡方程为:

$$gZ_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + W = gZ_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + \sum L_f \quad (1-24)$$

式中  $W$ ——每  $1\text{kg}$  流体所接受的功,  $\text{J/kg}$ ;

$\sum L_f$ ——每  $1\text{kg}$  流体产生的流动阻力损失或称机械能损失,  $\text{J/kg}$ 。

将式(1-24)除以  $g$ , 可得:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + H = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_f \quad (1-25)$$

式中  $H$ ——外部做功机械对单位流体所做的功,称做有效压头,  $\text{m}$ ;

$\sum h_f$ ——流动中的机械能损失,称做压头损失,  $m$ 。

例 1-6 20°Bx(质量分数为 20%蔗糖)的苹果汁用泵从一真空度为  $8.8 \times 10^4 \text{Pa}$  的贮罐通过管道输送到一敞开的高位槽内,如图 1-9 所示。苹果汁的输送量为  $1 \text{kg/s}$ 。整个管路系统的摩擦损失为  $50 \text{J/kg}$ (不包括出口的能量损失)。贮罐内液面距地高度  $3 \text{m}$ ,而苹果汁离开泵流的高度为距地  $12 \text{m}$ ,计算泵所提供的功。[苹果汁密度为  $1080 \text{kg/m}^3$ ,大气压为  $1.01 \times 10^5 \text{Pa}$ (760mmHg)]。

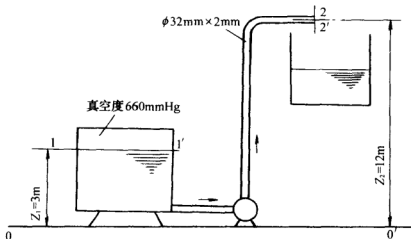


图 1-9 例 1-6 附图

解: 选取计算截面如图所示。由于 1-1' 截面的面积远远大于 2-2' 截面, 所以  $v_1 \ll v_2$ , 一般可忽略不计, 即认为  $v_1 = 0$ , 而  $v_2 = Q/S_2$ 。

$$q_v = \frac{q_m}{\rho} = \frac{1}{1080} (\text{m}^3/\text{s})$$

$$S_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2 = \frac{\pi}{4} (0.028)^2 (\text{m}^2)$$

所以 
$$v_2 = \frac{\frac{1}{1080}}{\frac{\pi}{4} (0.028)^2} = 1.5 (\text{m/s})$$

据题意,  $Z_1 = 3 \text{m}$ ,  $Z_2 = 12 \text{m}$ ,  $\sum L_f = 50 \text{J/kg}$ ,

$$p_1 = 1.013 \times 10^5 - 0.88 \times 10^5 = 1.33 \times 10^4 (\text{Pa})$$

$p_2 = 1.013 \times 10^5 \text{Pa}$ 。代入机械能平衡方程得泵所提供的功:

$$\begin{aligned} W &= g(Z_2 - Z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \sum L_f \\ &= (9.81)(12 - 3) + \frac{1.013 \times 10^5 - 1.33 \times 10^4}{1080} + \frac{(1.5)^2}{2} + 50 \\ &= 88.29 + 81.48 + 1.13 + 50 = 220.9 (\text{J/kg}) \end{aligned}$$

值得注意的是本题在确定衡算范围时,取上游截面为贮罐液面 1-1',而下游截面 2-2'必定要取在管子出口内侧,这样才能与题给的系统总能量损失中不包括出口的能量损失相适应。

### 第三节 流体流动现象

#### 一、流体流动类型与雷诺数

在第一节讨论流体黏性与牛顿摩擦定律时曾提出过流体分层流动现象。实际上,流体流动的形态并不都是呈分层状态。1883年,著名的雷诺实验揭示了流体流动的两种截然不同的流动形态。

图 1-10 是雷诺实验装置的示意图。在一个透明的水箱内,水面下部安装一个带有喇叭进口的玻璃管,管的下游装有阀门以调节管内水的流速。水箱的水位靠溢流维持恒定。喇叭口处中心有一针形小管,染色液体由此针管流出,染色液体的密度与水的密度几乎相同。

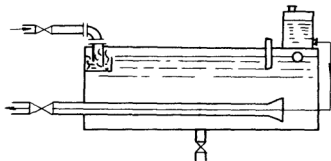


图 1-10 雷诺实验

实验开始,当玻璃管中水的流速较小时,管中心的染色液体呈现一根平稳的细直线,沿管轴流过全管,与周围的水不相混杂[如图1-11(a)所示]。这表明水的质点只沿流动方向做一维流动,且整个管内的流体犹如一层一层的同心圆筒在平行流动,这种流动类型称做层流或滞流。调节阀门,当流体流速增大到某个值后,染色液体开始出现波动。流速增加,波动加剧,并被冲断且散混于水中[如图1-11(b)所示]。这表明流体质点除在主流方向流动外,在其他各个方向存在有不规则的运动和脉动,且由于质点间的相互碰撞、混合可能使旋涡生成。这种流动类型称做湍流或紊流。

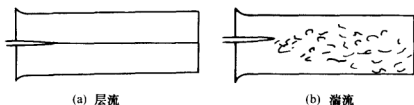


图 1-11 两种流动类型

雷诺进行的实验研究还表明,流体的流动状况,除了和流速  $v$  有关外,还与流体的密度  $\rho$ 、黏度  $\mu$  和流体流道的几何尺寸(如圆管的直径  $d$ )有关。雷诺将这些因素组成一个数群,用以判断流体的流动形态。这一数群就称做雷诺数,用  $Re$  表示:

$$Re = \frac{dvp}{\mu} \quad (1-26)$$

雷诺实验证明:

- (1) 当  $Re < 2000$ , 流动类型为层流;
- (2) 当  $Re > 4000$ , 流动类型为湍流;
- (3) 当  $2000 < Re < 4000$ , 这一范围称为过渡区。

值得指出的是,流动区域虽分成层流区、过渡流区和湍流区,但流动类型只有层流和湍流两种。过渡区的流体实际上处于一种不稳定状态,外界稍有干扰(如震动、转弯等),都易导致湍流。

例 1-7 有一内径  $d = 25.4\text{mm}$  的自来水管,水温为  $20^\circ\text{C}$ ,体积流量  $q_v = 20\text{L/min}$ 。求:



- (1) 管道中水的流动类型；
- (2) 管道内水保持层流状态的最大流速。

解：(1) 查附录知 20℃ 时水的黏度为 1cP，密度为 998.2kg/m<sup>3</sup>，管中水的流速：

$$v = \frac{4q_v}{\pi d^2} = \frac{4 \times 20 \times 10^{-3}/60}{\pi \times (0.0254)^2} = 0.66(\text{m/s})$$

管中雷诺数：

$$Re = \frac{dv\rho}{\mu} = \frac{0.66 \times 0.0254 \times 998.2}{1 \times 10^{-3}} = 1.67 \times 10^4 > 4000$$

因此管中水流为湍流。

- (2) 因层流时最大雷诺数为 2000，所以：

$$Re = \frac{dv_{\max}\rho}{\mu} = 2000$$

则水保持层流时的最大流速：

$$v_{\max} = \frac{2000 \times 0.001}{0.0254 \times 998.2} = 0.079(\text{m/s})$$

## 二、流体在圆管内的速度分布

无论是层流还是湍流，流体在管内流动时管截面上各点的速度随该点与管中心的距离而变化。这种变化关系称做速度分布。一般，管壁处流体质点流速为零，离开管壁后速度渐增，到管中心处速度最大。速度在管道截面上的分布规律则因流型而异。

### (一) 层流时的速度分布

层流流动时，流体层之间的剪应力服从牛顿摩擦定律。依据此定律可以导出层流速度分布的表达式。

设流体在半径为  $r_1$  的水平直管内做层流流动。于管轴心处取半径为  $r_2$ ，长度为  $l$  的液体柱作为研究对象，如图 1-12 所示，作用于液体柱两端面的压强分别为  $p_1$  和

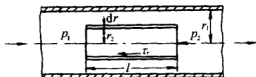


图 1-12 速度分布式的推导

$p_2$ , 流体流动时在半径  $r_2$  处受到内摩擦剪切力  $\tau_{r_2}$  的阻力。推动力和阻力的平衡可以由下式表示:

$$\pi r_2^2 \Delta p = \tau_{r_2} \cdot 2\pi r_2 \cdot l$$

由牛顿摩擦定律:

$$\tau_{r_2} = -\mu \frac{dv_{r_2}}{dr_2}$$

负号表示距管中心  $r$  处的流速  $v_r$  随  $r_2$  的增大而减小。代入前一式, 分离变量后积分(积分限  $r \rightarrow r_1, v_{r_2} \rightarrow 0$ ), 可得  $r$  处流体流速:

$$v_{r_2} = \frac{\Delta p}{4\mu l} (r_1^2 - r_2^2) \quad (1-27)$$

由此可见管内层流时, 流速分布为一抛物面。在管中心处( $r_2 = 0$ ), 有最大流速:

$$v_{\max} = \frac{\Delta p}{4\mu l} r_1^2 \quad (1-28)$$

于是又有:

$$v_r = v_{\max} \left( 1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \quad (1-29)$$

为求取管内层流时的流量, 取上述流体柱外围厚度为  $dr$  的微筒体, 其截面积为  $2\pi r_2 dr_2$ , 则流过此微元面积上的微元流量为:

$$dq_v = v_{r_2} \cdot 2\pi r_2 \cdot dr_2$$

将流速分布式代入上式, 并对整个管子截面进行积分, 得流量  $q_v$ :

$$q_v = \frac{\pi \Delta p}{8\mu l} r_1^4 \quad (1-30)$$

设平均流速为  $v$ , 则有:

$$v = \frac{q_v}{S} = \frac{\pi \Delta p}{8\mu l} r_1^4 / \pi r_1^2 = \frac{\Delta p}{8\mu l} r_1^2 \quad (1-31)$$

可见层流时平均流速为最大流速的一半, 即:

$$v = \frac{1}{2} v_{\max} \quad (1-32)$$

## (二) 湍流时的速度分布

与层流流动相比, 湍流流动的状况更加复杂, 目前还不能完全采用理论推导出湍流时的速度分布规律。但从整体上看, 因为是稳

定流动,所以流体在整个管截面上的平均速度  $v$  仍是固定不变的。湍流时的速度分布状况与抛物线相似,但顶部稍宽。在流体输送中通常遇到的  $Re$  数范围内,湍流时的平均流速和管中心处最大流速一般有下列关系:

$$v = 0.82 v_{\max} \quad (1-33)$$

最大流速  $v_{\max}$  使用测速管容易测得。

由于湍流时管壁处的流体流速等于零,所以离管壁很近处的流体速度也很小,仍做层流流动。于是在管内的湍流流体中,沿管壁处形成一个层流膜,称为层流底层。虽然这一层流体很薄,但由于流型为层流,对传热和传质都有极重要的影响,因为在传热和传质中,热量和质量的传递也要通过层流底层。圆管中层流底层的厚度  $\delta_l$  可按下式估算:

$$\frac{\delta_l}{d} = \frac{64.2}{Re^{7/8}} \quad (1-34)$$

式中  $d$  为管内径。

## 第四节 管内流动的阻力损失

流体在管内流动,因摩擦产生的阻力损失由两部分组成,即沿程阻力损失和局部阻力损失。

### 一、流体在直管内的沿程阻力损失

#### (一) 层流时的流动阻力

流体流过  $l$  管长的直管所产生的阻力损失,若能测得  $l$  管段长度上所产生的压强降  $\Delta p$  的话,其损失以能量形式表示,可由下式直接计算:

$$L_f = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{p_1 - p_2}{\rho} \quad (1-35)$$

上式单位: J/kg。但一般都是在管路系统安装前,就需先知道其损失情况,而无法直接测得  $\Delta p$ 。我们可以通过上节导出的平均流速

公式推出沿程损失的计算式。由式(1-31), 流过  $l$  直管长度, 流体产生的压强降:

$$\Delta p = \frac{8\mu l v}{r_1^2} = \frac{32\mu l v}{d^2} \quad (1-36)$$

此式称做哈根-泊素叶(Hagen-Poiseuille)公式。代入式(1-35):

$$L_f = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{32\mu l v}{d^2 \rho} \quad (1-37)$$

将上式改写成:

$$L_f = \left( \frac{64}{d v \rho / \mu} \right) \left( \frac{l}{d} \right) \left( \frac{v^2}{2} \right)$$

令:  $\lambda = \frac{64}{d v \rho / \mu}$ ,  $\lambda$  称做摩擦因数, 则:

$$L_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \quad (1-38)$$

上式单位: J/kg。此式称做范宁(Fanning)公式。此式表明, 因摩擦产生的沿程损失的大小和管长成正比, 和管径成反比, 并以动能形式表示。而层流流动的摩擦因数:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1-39)$$

此理论推导值和实验测得值完全相符。

## (二) 湍流时的流动阻力

湍流流动情况较复杂, 这时直管内沿程阻力损失的大小即受流体本身状态参数的影响, 也会受到载运流体的直管状况的影响。计算方法可套用范宁公式:

$$L_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2}$$

通过实验可知, 湍流时的摩擦因数  $\lambda$  即与衡量流动状态的参数  $Re$  有关; 还和管壁的相对粗糙度  $\epsilon/d$  有关,  $\epsilon/d$  为管壁的绝对粗糙度与管径之比。即

$$\lambda = f(Re, \epsilon/d)$$

表 1-1 列出了常用的管道的绝对粗糙度。

由于管道在生产过程中被腐蚀、结垢, 其粗糙度会发生变化, 若生产中发生严重腐蚀, 其管道粗糙度会明显增大, 这些因素在管路设

计计算中需要予以考虑。

表 1-1 某些工业管道的绝对粗糙度

	管 道 类 别	$\epsilon/\text{mm}$
金 属 管	无缝黄铜管、铜管及铝管	0.01~0.05
	新的无缝钢管或镀锌铁管	0.1~0.2
	新的铸铁管	0.3
	具有轻度腐蚀的无缝钢管	0.2~0.3
	具有显著腐蚀的无缝钢管	0.5 以上
	旧的铸铁管	0.85 以上
非 金 属 管	干净玻璃管	0.0015~0.01
	橡皮软管	0.01~0.03
	木管道	0.25~1.25
	陶土排水管	0.45~6.0
	很好整平的水泥管	0.33
	石棉水泥管	0.03~0.8

根据管壁粗糙度对流体流动影响情况,可以将管子分成两类,即光滑管和粗糙管。

光滑管: 即在湍流流动时,其层流底层的厚度  $\delta_b$ ,能够盖住管壁的粗糙度  $\epsilon$ ,如图 1-13(a)所示。这时管壁情况对流体流动的影响不大。

粗糙管: 即在湍流流动时,其层流底层厚度  $\delta_b$ ,不能盖住管壁粗糙度  $\epsilon$ ,如图 1-13(b)所示。这时管壁情况对流体流动就必须考虑。

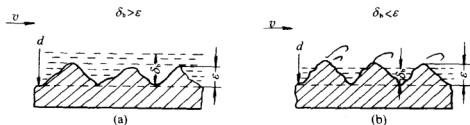


图 1-13 流体流过管壁面的情况

湍流流动时摩擦因数的计算方法：

### 1. 经验关系式

根据实验结果,不少作者提出了多种形式的经验关联式,这里选择两个重要的予以介绍。

(1) 柏拉修斯(Blasius)光滑管公式:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (1-40)$$

该式适用于  $Re = 3 \times 10^3 \sim 1 \times 10^5$  范围内。

(2) 粗糙管公式: 我国化工专家顾毓珍教授提出了如下关联式:

$$\lambda = 0.01227 + \frac{0.754}{Re^{0.38}} \quad (1-41)$$

该式适用于  $Re = 3 \times 10^3 \sim 3 \times 10^6$  范围内,粗糙管指钢管和铁管。

### 2. 摩擦因数图

用摩擦因数图(莫迪图)查取  $\lambda$ 。莫迪(Moody)摩擦因数图可见图 1-14,应用此图可根据  $Re$  和  $\epsilon/d$  值查得  $\lambda$  值。图上依  $Re$  范围

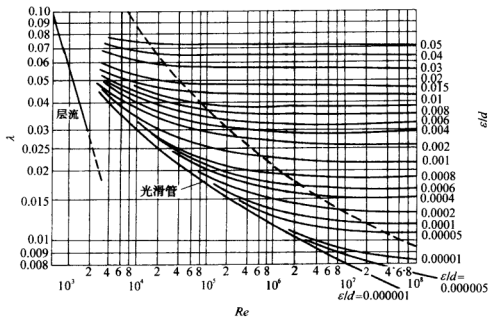


图 1-14 摩擦因数  $\lambda$  与雷诺数  $Re$  及相对粗糙度  $\epsilon/d$  的关系

可分成 4 个区域:

(1) 层流区 ( $Re \leq 2000$ )  $\lambda = 64/Re$ 。此区域内  $\lambda$  与管壁粗糙度无关。

(2) 过渡区 ( $2000 < Re < 4000$ ) 湍流流动不稳定, 摩擦因数也因之而波动。为保险起见, 工程计算中一般按湍流处理, 将相应湍流时的曲线延伸, 以便查取  $\lambda$  值。

(3) 湍流区 ( $Re > 4000$  及虚线以下的区域) 区域内  $\lambda$  与  $Re$  和  $\epsilon/d$  均有关,  $\lambda$  值随  $Re$  值的增大而减小。该区最下面一条曲线为流体通过光滑管的  $\lambda$  值与  $Re$  间关系曲线。

(4) 完全湍流区 (图中虚线以上的区域) 此区域内各条曲线趋近于水平线, 即  $\lambda$  与  $Re$  无关, 仅与  $\epsilon/d$  有关。在一定管路中,  $\epsilon/d$  为常数。根据范宁公式, 这时  $l/d$  一定, 则阻力损失与流速的平方成正比, 所以此区域又称阻力平方区。

在进行管路系统计算时, 有时会发现流速  $v$  不能先确定的情况, 导致  $Re$  无法计算。这时可先假设流体流动在阻力平方区, 即和  $Re$  无关, 这样可直接由相对粗糙度  $\epsilon/d$  在莫迪图上查得  $\lambda$  值。当然最后要根据算出的流速  $v$  核算  $Re$ , 看是否在阻力平方区。

例 1-8 相对密度为  $1030\text{kg/m}^3$ 、黏度为  $0.15\text{Pa}\cdot\text{s}$  的番茄汁, 以  $1.5\text{m/s}$  的流速流过长  $10\text{m}$  的钢管, 钢管直径为  $\phi 76\text{mm} \times 3.5\text{mm}$ , 计算沿程阻力损失。

解: 已知  $\rho = 1030\text{kg/m}^3$

$$\mu = 0.15\text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$v = 1.5\text{m/s}$$

$$d = 76 - 2 \times 3.5 = 69\text{mm} = 0.069(\text{m})$$

计算雷诺准数  $Re$ :

$$Re = \frac{dvp}{\mu} = \frac{(0.069)(1.5)(1030)}{0.15} = 711 < 2000$$

可知为层流。计算  $\lambda$  值:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = 0.09$$

故阻力损失为:

$$L_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} = (0.09) \left( \frac{10}{0.069} \right) \left( \frac{1.5^2}{2} \right) = 14.7 (\text{J/kg})$$

例 1-9 用试差法计算管径。水以  $0.57 \text{ m}^3/\text{min}$  的流量通过一长  $305 \text{ m}$  的水平工业钢管,用来克服摩擦阻力的压头是  $6.1 \text{ m}$ ,试计算所需管径。已知水的密度为  $1000 \text{ kg/m}^3$ ,黏度为  $1.55 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ,工业管道绝对粗糙度为  $4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$ 。

解: 已知  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

$$\mu = 1.55 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$v = \frac{0.57}{60 \times \pi d^2 / 4} = \frac{0.57 \times 4}{60 \times 3.14 d^2} = \frac{0.121}{d^2} (\text{m/s})$$

由于流速包含在未知的  $Re$  和  $\lambda$  中,所以采用试差法求解。第一次假设  $d = 0.089 \text{ m}$

$$Re = \frac{d v \rho}{\mu} = \frac{0.089 \times 0.0121 \times 1000}{(0.089)^2 \times 1.55 \times 10^{-3}} = 8.77 \times 10^4$$

对于工业管道,  $\epsilon = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$ ,

查图 1-14,得  $\lambda = 0.02$  代入:

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

$$\text{即} \quad 6.1 = 0.02 \times \frac{305}{d} \times \frac{0.0121^2}{2d^4 \times 9.81}$$

解出  $d = 0.0943 \text{ m}$ ,与假设值  $0.089 \text{ m}$  不一致,第二次试差,设  $d = 0.0943 \text{ m}$ 。

$$Re = 0.0943 \times \frac{0.0121}{(0.0943)^2} \times \frac{1000}{1.55 \times 10^{-3}} = 8.28 \times 10^4$$

$$\epsilon/d = \frac{4.6 \times 10^{-5}}{0.0943} = 0.00049$$

查图 1-14,得  $\lambda = 0.02$ ,故:

$$6.1 = 0.02 \times \frac{305}{d} \times \frac{0.0121^2}{2 \times d^4 \times 9.81}$$

解出  $d = 0.0943 \text{ m}$ ,与假设值相一致,故管径应为  $0.0943 \text{ m}$ 。

### (三) 流体在非圆形直管内的流动阻力

对工业管道中的某些非圆形管道,如矩形管、梯形管、套管等,在计算其流动阻力时,可用当量直径  $d_e$  代替管径  $d$ ,代入范宁公式,不



致有太大误差。

在湍流时,  $d_e$  由下式计算:

$$d_e = \frac{4S}{\pi} \quad (1-42)$$

式中  $S$ ——管道截面积;

$\pi$ ——润湿周边长。

对于圆形管:  $d_e = 4(\pi d^2/4)/\pi d = d$

对于外管内径为  $d_2$ , 内管外径为  $d_1$  的套管环隙:

$$d_e = \frac{4[\pi(d_2^2 - d_1^2)/4]}{\pi(d_1 + d_2)} = d_2 - d_1$$

对于内边长分别为  $a$  和  $b$  的矩形管:

$$d_e = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{(a+b)}$$

在层流情况下, 当采用当量直径计算阻力时, 应将  $\lambda = 64/Re$  的关系加以修正为:

$$\lambda = \frac{c}{Re} \quad (1-43)$$

式中  $c$  为常数, 其值见表 1-2。

表 1-2 某些非圆管的常数  $c$

非圆形管的 截面形状	正方形	等 边 三角形	环 形	长 方 形	
				长:宽=2:1	长:宽=4:1
常数 $c$	57	53	96	62	73

## 二、局部阻力损失

管路中的流动阻力损失除流体流经直管的沿程阻力外, 在流经管路的进口、出口、管件、阀门及管截面的突然扩大与缩小等局部位置时, 由于流道的大小和方向急剧变化, 使流动出现干扰和阻碍, 并产生大量旋涡, 导致机械能的消耗, 故称做局部阻力损失。

局部阻力损失有两种计算方法:

## (一) 阻力系数法

阻力系数法近似地认为局部阻力损失服从速度平方定律。据此,局部阻力  $L'_i$  可表示为:

$$L'_i = \zeta \frac{v^2}{2} \quad (1-44)$$

上式单位: J/kg, 式中  $\zeta$  为局部阻力系数, 由实验测定。 $\zeta$  值可从相关手册查得, 表1-3和表1-4分别列出了层流时和湍流时若干常见的

表 1-3 层流时流经管件和阀门的阻力系数

名 称	阻力系数 $\zeta$			
	$Re = 1000$	$Re = 500$	$Re = 100$	$Re = 50$
90°弯头(短曲率半径)	0.9	1.0	7.5	16
三通直通	0.4	0.5	2.5	
三通分支	1.5	1.8	4.9	9.3
闸 阀	1.2	1.7	9.9	21
截止阀	11	12	20	30
旋塞阀	12	14	19	27
角 阀	8	8.5	11	19
止回阀(旋启式)	4	4.5	17	55

表 1-4 管件与阀门的阻力系数与当量长度数据

名 称	阻力系数 $\zeta$	当量长度与 管径之比 $l_e/d$	名 称	阻力系数 $\zeta$	当量长度与 管径之比 $l_e/d$
弯头, 45°	0.35	17	标准阀		
弯头, 90°	0.75	35	全开	6.0	300
三 通	1	50	半开	9.5	475
回弯头	1.5	75	角阀(全开)	2.0	100
管接头	0.04	2	单向阀		
活接头	0.04	2	球式	70.0	3500
闸 阀			摇板式	2.0	100
全开	0.17	7	水表(盘式)	7.0	350
半开	4.5	225	底 阀	1.5	
1/4 开	24	800	滤水器(网)	2	
出管口	1		入管口	0.5	

局部阻力系数。

## (二) 当量长度法

当量长度法近似地认为局部阻力损失可以相当于某个长度的直管阻力损失,即:

$$L'_i = \lambda \frac{l_e}{d} \frac{v^2}{2} \quad (1-45)$$

上式单位: J/kg, 式中  $l_e$  为管件的当量长度, m。表 1-4 给出某些管件、阀门以管径计的当量长度数据。

由于管件、阀门规格结构形式很多,制造水平加工精度往往差别甚大,所以当量长度与局部阻力系数的变化范围也很大。表 1-3 和表 1-4 中的数值只是约略值,仅供参考。

## 三、流体流动的总阻力

流体流经管道的总阻力是沿程阻力和全部局部阻力之和。若用阻力系数法进行计算,有:

$$\Sigma L_i = L_i + L'_i = \left( \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{v^2}{2} \quad (1-46)$$

式中  $\lambda$ ——按沿程阻力损失计算的摩擦因数;

$\Sigma \zeta$ ——全部的局部阻力系数之和。

若用当量长度法进行计算,有:

$$\Sigma L_i = \left( \lambda \frac{l + \Sigma l_e}{d} + \zeta_i + \zeta_o \right) \frac{v^2}{2} \quad (1-47)$$

式中  $\zeta_i$  和  $\zeta_o$  分别是入口和出口的局部阻力系数。

例 1-10 密度为  $1070 \text{ kg/m}^3$ 、黏度为  $1.5 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$  的 10% 食盐水沿  $\phi 114 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$  的钢管从一贮槽流入另一个贮槽,管路长度为 20m,其中有一个全开的闸阀和两个  $90^\circ$  弯头。假设盐水在管内的流速为  $1.5 \text{ m/s}$ ,求管路的总阻力损失。

解: 已知  $\rho = 1070 \text{ kg/m}^3$

$$\mu = 1.5 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$d = 0.114 - 2 \times 0.004 = 0.106 (\text{m})$$

$$l = 20 \text{ m}$$

$$v = 1.5 \text{ m/s}$$

$$\text{雷诺数 } Re = \frac{dvp}{\mu} = \frac{0.106 \times 1.5 \times 1070}{1.5 \times 10^{-3}} = 1.13 \times 10^5$$

为湍流。从表 1-1 上查出钢管的绝对粗糙度  $\epsilon = 0.1 \text{ mm}$ ,  $\epsilon/d = 0.1/106 = 0.00094$ 。由图 1-14 上查得摩擦因数  $\lambda = 0.022$ 。

(1) 用阻力系数法计算总阻力:

查表 1-4 得:

管子进口  $\zeta_i = 0.5$

两个  $90^\circ$  弯头  $2\zeta_e = 2 \times 0.75 = 1.5$

一个全开闸阀  $\zeta_v = 0.17$

管子出口  $\zeta_o = 1$

$$\sum \zeta = 0.5 + 1.5 + 0.17 + 1 = 3.17$$

所以点阻力损失:

$$\begin{aligned} \sum L_f &= \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2} = \left( 0.022 \times \frac{20}{0.106} + 3.17 \right) \frac{(1.5)^2}{2} \\ &= 8.24 (\text{J/kg}) \end{aligned}$$

(2) 用当量长度法计算总阻力:

查表 1-4 得:

两个  $90^\circ$  弯头  $2l_e = 2 \times 35d = 70d$

一个全开闸阀  $l_e = 7d$

$$\sum l_e = (70 + 7)d = 77d$$

则总阻力损失:

$$\begin{aligned} \sum L_f &= \left( \lambda \frac{l + \sum l_e}{d} + \zeta_i + \zeta_o \right) \frac{v^2}{2} \\ &= \left( 0.022 \times \frac{20 + 77 \times 0.106}{0.106} + 1 + 0.5 \right) \frac{(1.5)^2}{2} \\ &= 8.26 (\text{J/kg}) \end{aligned}$$

可见用两种方法计算,结果甚为相近。

例 1-11 将  $5^\circ\text{C}$  的鲜牛奶以  $5000 \text{ kg/h}$  的流量,从贮奶罐输送至杀菌器进行杀菌。这条管路系统所用的管子为外径  $38 \text{ mm}$ , 内径  $35 \text{ mm}$  的不锈钢管,管子长度为  $12 \text{ m}$ ,中间有一支摇板式单向阀、3 只  $90^\circ$  弯头,试计算管路进口至出口的摩擦阻力。已知鲜奶

5℃时的黏度为  $3 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}$ , 密度为  $1040 \text{kg/m}^3$ , 管子绝对粗糙度  $\epsilon = 0.25 \text{mm}$ 。

解：流速：

$$v = \frac{5000}{1040 \times 3600 \times \frac{\pi}{4} \times 0.035^2} = 1.39 (\text{m/s})$$

$$Re = \frac{0.035 \times 1040 \times 1.39}{3 \times 10^{-3}} = 1.69 \times 10^4$$

由  $Re$  和  $\epsilon/d = 0.00715$ , 查图 1-14 得：

$$\lambda = 0.038$$

局部阻力系数：

1 只摇板式单向阀 2.0

3 只  $90^\circ$  弯头  $3 \times 0.75$

管子入口 0.5

管子出口 1.0

$$\sum \xi = 5.75$$

管路进口至出口的摩擦阻力：

$$\begin{aligned} \sum L_f &= \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2} \\ &= \left( 0.038 \times \frac{12}{0.035} + 5.75 \right) \times \frac{1.39^2}{2} \\ &= 18.2 (\text{J/kg}) \end{aligned}$$

## 第五节 管路设计和流量测量

### 一、管 路 设 计

管路设计是应用流动流体的连续性方程、柏努利方程及能量损失计算式的三个基本关系式, 解决实际工作中常遇的流体输送管路的设计计算和操作问题。下面分别予以介绍。

#### (一) 管径的选择

根据流动阻力计算式可知, 管径和阻力损失成反比关系, 即管径越粗, 阻力损失越少, 经常运行费用就少; 但管径越粗, 则管材消耗就多, 固定投资费用就大。所以选择适当的管径, 是一个最优的经济衡

算问题。

在设计中,当需输送流体的流量在工艺上给定时,可根据圆管的计算公式:

$$d = \sqrt{\frac{4q_v}{\pi v}} \quad (1-48)$$

上式中,流体流速  $v$  的确定,可参考表 1-5 中的数据。

表 1-5 某些流体在管道中的常用流速范围

流体的类别及情况	流速范围/(m/s)
自来水( $3 \times 10^5 \text{Pa}$ 左右)	1~1.5
水及低黏度液体( $1 \times 10^5 \sim 1 \times 10^6 \text{Pa}$ )	1.5~3.0
高黏度液体	0.5~1.0
工业供水( $8 \times 10^5 \text{Pa}$ 以下)	1.5~3.0
锅炉供水( $8 \times 10^5 \text{Pa}$ 以下)	>3.0
饱和蒸汽	20~40
过热蒸汽	30~50
蛇管、螺旋管内的冷却水	<1.0
低压空气	12~15
高压空气	15~25
一般气体(常压)	10~20
鼓风机吸入管	10~15
鼓风机排出管	15~20
离心泵吸入管(水一类液体)	1.5~2.0
离心泵排出管(水一类液体)	2.5~3.0
往复泵吸入管(水一类液体)	0.75~1.0
往复泵排出管(水一类液体)	1.0~2.0
液体自流速度(冷凝水等)	0.5
真空操作下气体流速	<10

选择适宜的流速后,通过式(1-48)计算出管径范围。再查附录四管子规格表及结合实际情况确定管子的公称直径,由此计算出管内流体的实际流速。

## (二) 管路计算

根据实际生产情况,管路计算常遇到以下三类问题:

- (1) 已知流量和管道尺寸、管件,计算管路系统的阻力损失。
- (2) 已知管长、所需管件、流量和允许能量损失,计算管径。
- (3) 已知管件类型、管道尺寸和允许能量损失,计算流体的流速和流量。

后两种问题计算往往会出现流速  $v$  和管径  $d$  均需待定,故无法求取  $Re$  和摩擦因数  $\lambda$ 。可用试差法或前面讲过的假设流体流动在阻力平方区方法进行计算。

例 1-12 一管路总长为 70m,要求输水量为  $30\text{m}^3/\text{h}$ ,输送过程的允许压头损失为 4.5m 水柱,求管子直径。钢管的绝对粗糙度为 0.2mm。

解:查  $20^\circ\text{C}$  水的参数:

$$\mu = 1.0 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}, \rho = 1000 \text{kg}/\text{m}^3$$

根据已知条件:

$$l = 70\text{m}, h_f = 4.5\text{m}(\text{H}_2\text{O}), q_V = 30\text{m}^3/\text{h}$$

因此

$$v = \frac{4q_V}{\pi d^2} = \frac{4 \times 30/3600}{\pi d^2} = \frac{0.0106}{d^2}$$

因为  $v$ 、 $d$  和  $\lambda$  均未知,应用试差法求解较方便。假设  $\lambda$  为 0.025,则由:

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

可以得到:

$$4.5 = 0.025 \times \frac{70}{d} \times \frac{\left(\frac{0.0106}{d^2}\right)^2}{2g}$$

解出:  $d = 0.074\text{m}, v = 1.933\text{m}/\text{s},$

$$Re = \frac{v \rho d}{\mu} = \frac{1.933 \times 1000 \times 0.074}{10^{-3}} = 1.43 \times 10^5$$

查图 1-14, 得  $\lambda = 0.027$ , 与初设值不同, 故需以此  $\lambda$  重新计算:

$$4.5 = 0.027 \times \frac{70}{d} \frac{\left( \frac{0.0106}{d^2} \right)^2}{2g}$$

解出:  $d = 0.075\text{m}, v = 1.884\text{m/s},$

计算  $Re = 1.41 \times 10^5$ , 又  $\epsilon/d = 0.0027$

查出  $\lambda = 0.027$ , 试差正确, 管径计算结果为  $0.075\text{m}$ 。

按管道产品规格, 可以选用  $7.62\text{cm}(3\text{in})$  管, 尺寸  $\phi 88.5\text{mm} \times 4\text{mm}$ , 其内径为  $80.5\text{mm}$ , 此管可满足要求, 其压头损失不会超过  $4.5\text{mH}_2\text{O}$ 。

应用试差法也可设直径、流速, 但设摩擦因数为好, 一般摩擦因数在  $0.02 \sim 0.03$  范围内选取。

另外, 输送流体的管路的连接和铺设, 可分两种情况。一种是没有分支的简单管路, 另一种是复杂的有并联管路和分支管路, 如图 1-15 所示。在并联管路中, 各支路的能量损失相等, 主管中的流量必等于各管的流量之和。在分支管路中, 单位质量流体在两支管流动终了时的总机械能与能量损失之和必相等, 主管流量等于各支管流量之和。

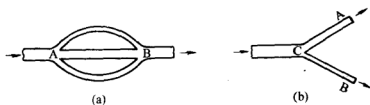


图 1-15 并联管路与分支管路示意图

(a) 并联管路 (b) 分支管路

## 二、流量测量

流体的流量是流体输送中的一个重要参数。用来监控和测量流量的仪器有多种, 这里对常用的几种加以介绍。



## (一) 测速管

### 1. 结构和原理

测速管又称皮托管。它是由两根同心套管所组成(如图1-16所示)。测速管置于管道中,同心圆管的轴向与流动方向平行。A处是内管开口,正对流体流动方向。内管测得是局部流体的动能  $v^2/2$  和静压能  $p/\rho$  之和,称为冲压能。B处是在外管侧壁上开口,外管测得是局部流体的静压能。因此,压差计的指示数  $R$  代表了A、B两处的压强差,即为局部流体的动能:

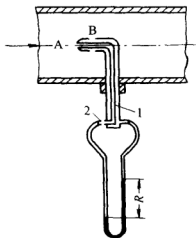


图 1-16 测速管

1—静压管 2—动压管

$$\frac{v^2}{2} = \frac{p_A - p_B}{\rho} \quad (1-49)$$

### 2. 计算公式

根据式(1-49)可以导出流体在测量点处的局部流速:

$$v = C_V \sqrt{\frac{2R(\rho_i - \rho_f)g}{\rho_f}} \quad (1-50)$$

式中  $C_V$ ——由于测速管制造精度等原因的校正系数,  $C_V = 0.98 \sim 1.00$ 。

$\rho_i$ 、 $\rho_f$ ——分别是指示液和被测流体的密度。

### 3. 用途

适用于测量大直径气体管道内的气流速度,注意测得的是管内流体某点的线速度。测量时皮托管头部轴线必须与气流方向平行。

## (二) 孔板流量计

### 1. 结构和原理

孔板流量计如图1-17所示。利用安装在管道中的一个中心开圆孔的板,使流体通过孔后,形成流束的收缩,称做缩脉。孔板作为一种局部阻力,流体流过后会产生压力损失。流量越大,压力降越大(缩

脉处流速高则静压低),测定孔板两侧的压差来度量流体流量。

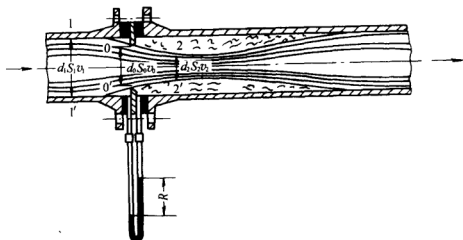


图 1-17 孔板流量计

## 2. 计算公式

流体的体积流量:

$$q_V = C_0 S_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1-51)$$

或

$$q_V = C_0 S_0 \sqrt{\frac{2gr(\rho_i - \rho_f)}{\rho_f}} \quad (1-52)$$

式中:  $C_0$  为流量系数,其值取决于  $Re$  值和孔管面积比  $S_0/S_1$ ,通常用实验方法来确定。图 1-18 即为流量系数与  $Re$  及  $m = S_0/S_1$  的关系曲线图。图中  $Re = d_1 v_1 \rho / \mu$ ,  $d_1$  与  $v_1$  为管路内径和流体在管路中的平均流速。

在图 1-18 中查取  $C_0$  值时,由于  $v_1$  未知,则  $Re$  无法计算。可先假设  $Re$  大于  $Re$  极限允许值,由图可见,此时  $C_0$  与  $Re$  无关,可由  $m = S_0/S_1$  直接查得  $C_0$  值。然后代入式(1-52)计算流量  $q_V$ ,再算出  $v_1$ ,从而得出  $Re$ 。若计算出  $Re$  大于  $Re$  极限允许值,则计算完毕,否则需重新假设  $Re$  值,重复上述计算。

## 3. 用途

可用于安装在固定管路中,经常性对流体流量的监测。

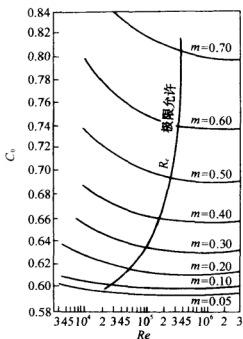


图 1-18 孔板流量计流量系数的  
关系曲线图

### (三) 文丘里流量计

孔板流量计虽然结构简单,但主要缺点是流体经锐孔会引起过多的能量消耗。为了克服此弱点,可以把锐孔结构改成渐缩渐扩管,这种用渐缩渐扩管构成的流量计称做文丘里流量计。见图 1-19。

此流量计阻力损失小,大多用于低压气体输送中的测量。

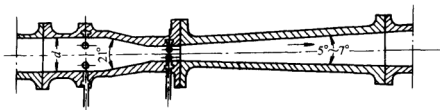


图 1-19 文丘里流量计

## (四) 转子流量计

### 1. 结构和原理

见图1-20。在一个截面积上大下小的垂直锥形管中,放置一个直径略小于管内径的转子(或称浮子),其材质可为金属或其他材料。当流体自下而上的通过锥形测量管时,转子会受到两个力的作用:一个力垂直向上,它等于流体流经转子与锥形管的环形截面所产生的压力差;另一个力垂直向下,它等于转子所受的重力减去流体对转子的浮力。当流量增加,压力差大于转子的净重力时,转子上升;当流量减小,压力差小于转子的净重力时,转子下沉;当压力差与转子的净重力相等时,转子处于平衡状态,即停留在一定的位置上。在玻璃锥管外表面上刻有读数,根据转子停留的位置,可读出被测流体的流量。

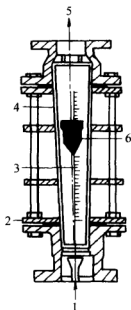


图 1-20 转子流量计

- 1—流体入口
- 2—突缘填函盖板
- 3—刻度
- 4—锥形硬玻璃管
- 5—流体出口
- 6—转子

### 2. 用途

可用于实验室或对工业管道中流体流量的经常性监测。使用转子流量计最大的优点是测量方便,可直接根据测量管外的刻度线读取流量数值,不需公式换算。但需注意的是,刻度值是由厂家根据水或空气出厂前标定的,若测量其他流体,要根据产品说明书的

校正公式对流量修正。另外,安装时一定要垂直安装。

## 第六节 非牛顿流体的流动

本节以前讨论的是牛顿型流体,即服从牛顿摩擦定律的流体。

牛顿摩擦定律为:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}$$

牛顿型流体普遍存在：所有的气体、水都是牛顿流体，纯液体及简单的溶液大多是牛顿流体，如稀糖浆、食用油、酒、酱油、醋等。

不满足牛顿摩擦定律的流体称做非牛顿流体。非牛顿流体在食品物料中也大量存在，如奶油、血浆、蛋黄酱、果酱等液体食品都属非牛顿流体。一般言，分子质量极大的高分子物质的溶液或混合物，如蛋白质或多糖类溶液，以及浓度很高的颗粒悬浮液，即凡是源于生物系统的液体，大多都具有非牛顿流体的性质。

## 一、非牛顿流体的分类

### (一) 指数律流体

此类流体，其剪应力和速度梯度关系可用下式表示：

$$\tau = k \left( \frac{dv}{dy} \right)^n \quad (1-53)$$

式中  $k$ ——稠度系数；

$n$ ——流变指数。

式(1-53)中根据  $n$  的不同，指数律流体又可分成：

#### 1. 假塑性流体( $n < 1$ )

假塑性流体的特性曲线是剪应力和速度梯度关系曲线呈下凹形曲线(如图 1-21 所示)。假塑性流体在食品物料中遇到最多的非牛顿流体，如蛋黄酱、血浆、番茄酱及其他高分子物质的溶液等。

#### 2. 胀塑性流体( $n > 1$ )

胀塑性流体的剪应力和速度梯度关系曲线如图 1-21 所示。胀塑性流体的例子相对要少的多，如浓淀粉溶液、蜂蜜等。

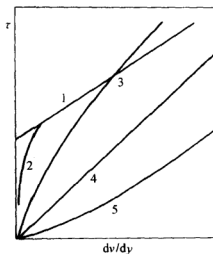


图 1-21 非牛顿流体与牛顿流体的特性曲线

- 1—宾哈姆流体    2—塑性流体  
3—假塑性流体    4—牛顿流体  
5—胀塑性流体

## (二) 塑性流体

这种流体特点是剪应力  $\tau$  超过某一屈服值  $\tau_0$  后, 流体内各层间才开始出现相对运动, 其剪应力与速度梯度间关系式为:

$$\tau = \tau_0 + \mu_p \frac{dv}{dy} \quad (1-54)$$

式中  $\tau_0$ ——屈服应力;

$\mu_p$ ——塑性黏度。

食品中接近塑性流体的例子有干酪、巧克力浆等。

## (三) 时变性流体

此类流体, 其剪应力除与速度梯度  $dv/dy$  有关外, 还与时间  $t$  有关, 其函数关系式为:

$$\tau = f\left(\frac{dv}{dy}, t\right)$$

分两类:

(1) 摇溶性流体: 搅动时黏性随时间增加而降低。

(2) 振凝性流体: 搅动时黏性随时间增加而增大。

## 二、非牛顿流体管内流动的阻力损失

非牛顿流体阻力损失的计算过程与牛顿流体类似, 以常见的指数律流体为例, 简介计算步骤如下:

(1) 根据非牛顿流体的种类, 查取相关食品手册, 查出该种食品的稠度系数  $k$  和流变指数  $n$ 。也可通过流变仪或黏度计来测定二参数。

(2) 计算雷诺数:

$$Re = \frac{d^{n'} v^{2-n'} \rho}{8^{n'-1} k'} \quad (1-55)$$

式中  $n' = n; k' = k \left( \frac{3n+1}{4n} \right)$

(3) 若  $Re < 2100$  为层流, 其摩擦因数:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

若  $Re > 2\,100$  为过渡流和湍流,其摩擦因数:

$$\lambda = \frac{a}{Re^b}$$

式中常数  $a$ 、 $b$  随  $n'$  变化,具体情况可参见表 1-6。

表 1-6 常 数 表

$n'$	$a$	$b$	$n'$	$a$	$b$
0.2	0.064 6	0.349	0.8	0.076 1	0.263
0.3	0.068 5	0.325	1.0	0.077 9	0.250
0.4	0.071 2	0.307	1.4	0.080 4	0.231
0.6	0.074 0	0.281	2.0	0.082 6	0.213

(4) 求出摩擦因数  $\lambda$ , 代入范宁公式计算沿程阻力损失。至于局部阻力损失, 若局部阻力处不多, 可按牛顿流体方法近似计算。

## 练 习 题

1. 若将 60kg 密度为  $800\text{kg/m}^3$  的油与 40kg 密度为  $910\text{kg/m}^3$  的油混在一起, 试求混合油的密度。

2. 某果汁浓缩锅的加热蒸汽的绝对压强为  $1.4 \times 10^5\text{Pa}$ , 锅内的绝对压强为  $5.3 \times 10^4\text{Pa}$ , 试分别用 SI 制表示蒸汽的表压和锅内的真空度。

3. 敞口容器底部有一层深 0.52m 的水 ( $\rho = 1\,000\text{kg/m}^3$ ), 其上为深 3.46m 的油 ( $\rho = 916\text{kg/m}^3$ )。求容器底的压强, 以 Pa、atm 和  $\text{mmH}_2\text{O}$  三种单位表示。这个压强是绝对压强还是表压?

4. 某双效番茄酱设备的末效设计真空度为  $9.5 \times 10^4\text{Pa}$  (按标准大气压计), 现将该设备安装在昆明市, 问真空表应指示多少 Pa 方能正常运行? 昆明市海拔平均 2 000m, 从海平面算, 每升高 12m, 降低 1mmHg。

5. 用 U 形管压差计测量气体管道两点的压强差, 管道中气体的密度为  $2\text{kg/m}^3$ , 用密度为  $800\text{kg/m}^3$  的轻油作指示液, 读数  $R$  为 500mm, 问此两点的压强差为多少 Pa? 若用汞作指示液, 则读数  $R$

为多少?

6. 在一敞口容器内盛有密度为  $1030\text{kg/m}^3$  的牛奶,在容器的侧壁上有一人孔,人孔盖中心距液面为  $5\text{m}$ ,孔盖直径为  $700\text{mm}$ ,人孔盖用直径为  $14\text{mm}$  的螺钉紧固。若螺钉的允许拉应力为  $2.9 \times 10^7\text{Pa}$ ,问至少需要几个螺钉?

7. 某液体密度为  $1980\text{kg/m}^3$ ,经  $\phi 57\text{mm} \times 2.5\text{mm}$  的管道输送到某处,液体流速为  $1.2\text{m/s}$ ,求其体积流量( $\text{m}^3/\text{h}$ )、质量流量( $\text{kg/s}$ )和质量流速 [ $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ] 为多少?

8. 浓度为  $40\%$  的糖液(相对密度为  $1.18$ )流经由  $\phi 108\text{mm} \times 4\text{mm}$  和  $\phi 76\text{mm} \times 3\text{mm}$  管子组成的串联管路,流量为  $200\text{L/min}$ 。试求糖液的质量流量和在粗、细管子中的流速。

9. 椰子油( $\rho = 940\text{kg/m}^3$ )流过一内径为  $20\text{mm}$  的水平管子,其上安有一收缩管,将管径逐渐收缩至  $12\text{mm}$ 。如果从未收缩管段和收缩至最小处之间测得压强差  $784\text{Pa}$ ,试估称椰子油的流量。

10. 浓度为  $60\%$  的糖浆(黏度  $60\text{mPa} \cdot \text{s}$ ,密度  $1280\text{kg/m}^3$ ),从加压器经内径  $6\text{mm}$  的短管接流出。问当液面高于流出口  $1.8\text{m}$  时,糖浆流出的体积流量为多少?假定无摩擦损失,液面上的压强为  $0.715\text{kg/m}^3$ (表压),出口为大气压。

11. 牛奶以  $2.25\text{L/s}$  的流量流过内径为  $27\text{mm}$  的不锈钢管。牛奶的黏度为  $2.12\text{mPa} \cdot \text{s}$ ,密度为  $1.03\text{g/cm}^3$ ,试问流动为层流或湍流。

12. 利用虹吸管从高位牛奶贮槽向下面的配料槽供料,牛奶液面与虹吸管出口处的高度差为  $3\text{m}$ ,要求牛奶供料流量为  $10\text{m}^3/\text{h}$ ,试问虹吸管的直径应为多少?估计牛奶在管内的能量损失为  $28\text{J/kg}$ ,高位槽和配料槽均为常压开口式。

13. 某种油在内径为  $15\text{mm}$  的水平管内,当以  $4.3\text{m/s}$  的速度流动时,表现为层流。从管子上相距  $3\text{m}$  的两个位置间测得的压强降表明,因摩擦而引起的压强降是  $7000\text{Pa}$ 。试用上述数据计算此油的黏度。

14. 以泵输送大豆油,流量为  $7.6\text{L/min}$ ,管子内径为  $10\text{mm}$ 。已知豆油黏度为  $40\text{mPa} \cdot \text{s}$ ,密度为  $940\text{kg/m}^3$ 。试求从管子一端至相距  $27\text{m}$  的另一端之间的压强降。



15. 某液体的质量流量为  $0.05\text{kg/s}$ , 密度为  $1000\text{kg/m}^3$ , 黏度为  $6\text{mPa}\cdot\text{s}$ , 在  $\phi 22\text{mm} \times 2.5\text{mm}$  的管中流动, 求由于摩擦而产生  $10\text{J/kg}$  能量损失时的管长为多少。

16. 试求稀奶油以  $6\text{m/s}$  的速度流过管子时, 因摩擦而引起的压强降。管子规格为  $\phi 38\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ , 长  $100\text{m}$ , 为水力光滑的不锈钢卫生管子。已知稀奶油的相对密度约为  $1.00$ , 黏度为  $12\text{cP}$ 。

17. 在内径为  $100\text{mm}$  的钢管内输送一种溶液, 流速为  $1.8\text{m/s}$ 。溶液的密度为  $1100\text{kg/m}^3$ , 黏度为  $2.1\text{mPa}\cdot\text{s}$ 。求每  $100\text{m}$  水平钢管的压强降和压头损失。若管子由于腐蚀, 其绝对粗糙度增至原来的  $10$  倍, 求压强降增大的百分率。

18. 敞口容器的侧壁装有内径为  $25\text{mm}$  的短管用以排水。水以  $4.5\text{m}^3/\text{h}$  的流率连续加入器内, 设水流进短管的局部阻力系数为  $0.5$ , 流出的局部阻力系数为  $1$ 。若流动为稳定过程, 试求容器中的水位高度。

19. 将葡萄酒从贮槽通过内径  $50\text{mm}$  的光滑铜管泵送至白兰地蒸馏锅。管路全长为  $60\text{m}$ , 其间有  $3$  只  $90^\circ$  弯头,  $1$  只截止阀调节流量。贮槽内液面高出地面  $3\text{m}$ , 管子进蒸馏锅处的高度为  $6\text{m}$ 。所用离心泵直接安装在靠近贮槽, 而流量则由靠近蒸馏锅的调节阀来控制。若葡萄酒的流量为  $114\text{L/min}$ , 试估算泵排出口的压力。设贮槽和蒸馏锅内均为大气压。已知在上述流量下, 经过阀门的压强降为  $0.86\text{kg/cm}^2$ , 葡萄酒的相对密度为  $0.985$ , 黏度为  $1.5\text{mPa}\cdot\text{s}$ 。

20. 有水塔供水系统, 管路总长  $150\text{m}$ , 可利用的位压头为  $10\text{m}$ , 若要求供水量为  $10\text{m}^3/\text{h}$  (水温  $20^\circ\text{C}$ ), 试估算该管道直径不小于多少才行 (用试差法求解, 假设局部阻力忽略不计)。

21. 用皮托管来测量管内水流的 maximum 速度,  $U$  形管压差计读数为  $20\text{mm}$ , 指示液为汞, 水温为  $20^\circ\text{C}$ , 试问管中心的 maximum 速度为多少? 如水管的内径为  $100\text{mm}$ , 求水的平均流速为多少?

22. 有一符合指数律的非牛顿流体, 密度为  $961\text{kg/m}^3$ , 以  $1.5\text{m/s}$  的平均速度流经直径  $75\text{mm}$ , 长  $2.5\text{m}$  的光滑管, 查该流体的稠度系数  $k$  为  $0.63$ , 流变指数  $n$  为  $0.3$ , 求流动产生的压强降。

## 第二章 流 体 输 送

### 基础理论和知识

泵、风机、扬程、流量、功率、效率、工作点、安装高度等概念。

### 基本技能和要求

1. 了解和掌握各种流体输送设备的性能及结构特点；
2. 掌握输送设备的选型和安装要求。

本章主要讨论各种流体输送机械与设备的工作原理、结构性能、选型方法等内容。使流体流动是需要外来动力驱动的。一般地说，我们把输送液体的机械通称为泵，把输送气体的机械按不同的工况分别称为通风机、鼓风机、压缩机和真空泵。下面分别予以介绍。

### 第一节 离 心 泵

离心泵是在工业生产上使用最广泛的一种液体输送机械。其特点是结构简单紧凑，流量大且均匀，调节管理方便，使用起来比较容易。

#### 一、离心泵的工作原理及主要构件

##### (一) 工作原理

图 2-1 是离心泵的装置简图。由若干个弯曲叶片组成的叶轮 1 置于具有蜗牛壳形通道的泵壳之内，叶轮紧固于泵轴 3 上。当泵轴带动叶轮在泵壳 2 内旋转时，液体由吸入口 4 沿轴向垂直进入叶轮中央，在叶片中间通过后进入泵壳，最后从泵的排出口 8 成切线排出。

离心泵由电动机带动。在启动泵前，需先将所输送的液体灌满吸入管路和泵壳。电机启动后，泵轴带动叶轮高速旋转，迫使叶片间

的液体也一起旋转。在旋转产生的离心力作用下,液体沿叶片间的通道从叶轮中心被抛向叶轮外围,以极高的速度进入泵壳。这个过程,使液体的动能和静压能都有所增加。液体进入泵壳后,由于蜗形泵壳截面逐渐扩大,液体流速减慢,一部分动能转变成静压能,使泵出口的液体压强进一步提高,最终在较高压强下沿切线流入排出管道,实现其输送的目的。

当叶轮中心的液体被抛出后,在叶轮的圆心形成了一定真空,在液面的大气压和叶轮中心处之间产生较大的压强差,迫使液体经底阀 6 和吸入管 5 进入泵内,以填补被排出液体的位置。这样叶轮不停地转动,离心泵就不停地吸入和排出液体,完成输送液体的任务。

必须强调的是,如果离心泵在启动时,其吸入管路和泵壳内没有注满液体,泵内存有空气,而空气的密度远小于液体密度,叶轮转动对其产生的离心力很小,不足以形成吸上液体所需的真空度。这样,离心泵就无法工作,这种现象称做气缚。因此,离心泵在启动前务必向泵体内注满被输送的液体。为了实现使泵内充满液体,在吸入管 5 底部装有带滤网 7 的底阀 6,底阀是单向止逆阀,滤网是防止杂质吸入泵内。调节阀 10 用来供开、停车和调节流量时使用。

## (二) 主要构件

泵的主要构件包括叶轮、泵壳和轴封装置。

### 1. 叶轮

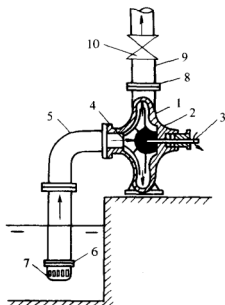


图 2-1 离心泵装置简图

- 1—叶轮 2—泵壳 3—泵轴
- 4—吸入口 5—吸入管 6—底阀
- 7—滤网 8—排出口
- 9—排出管 10—调节阀

叶轮作为离心泵的核心部件,常见的形式见图 2-2。其作用是将原动机的机械能转变成液体的静压能和动能。

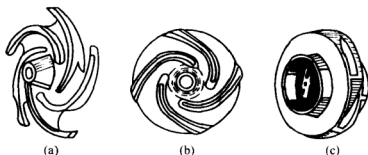


图 2-2 离心泵的叶轮  
(a) 封闭式 (b) 半开式 (c) 开式

(1) 封闭式。叶片的两侧均有前盖板和后盖板,液体是在两块盖板和叶片间的流道中运动。相对而言,封闭式叶轮的效率高,广泛用于输送不含杂质的清洁液体。食品工业所用的离心泵,考虑到卫生和经常清洗的要求,常采用叶片少的封闭式叶轮。

(2) 半开式。在吸入口一侧无盖板的叶轮称为半开式。它适合输送浆料或含有固体悬浮物的液体。

(3) 开式。没有前后盖板的叶轮称为开式叶轮。它的结构简单,清洗方便,也适合输送含有杂质的液体。但由于叶轮和泵壳间不能很好的密合,部分液体会倒流回吸液侧,因而效率较低。

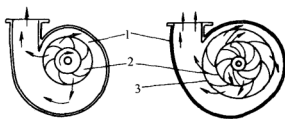


图 2-3 泵壳与导轮  
1—泵壳 2—叶轮 3—导轮

## 2. 泵壳

离心泵的蜗牛壳形的泵壳又称蜗壳,这是因壳内有一个截面逐渐扩大的蜗牛壳形通道,如图 2-3 所示。壳内的叶轮旋转方向与蜗壳通道逐渐扩大的方向相一致。

从叶轮外缘抛出的高速液体,沿泵壳中通道流动,最终排出泵体。泵壳主要起汇集液体,做导出液体的通道和使液体的

能量发生转换,一部分动能转变成静压能的作用。

有的离心泵为了减少液体进入蜗壳时的碰撞,在叶轮和泵壳之间安装一个导轮,如图 2-3 所示。其作用是减少碰撞产生的机械能损失,使动能向静压能的转换更为有效。

### 3. 轴封装置

泵轴与泵壳间的密封称做轴封,轴封的作用是防止高压液体从泵壳内沿轴漏出,或外界空气进入泵壳内。常用的轴封装置有填料密封和机械密封。对于输送食品等有特殊要求的泵,一般采用密封性能较好的机械密封。

离心泵还可按叶轮数目分单级泵和多级泵。多级离心泵是在一个泵壳内,泵轴上同时装有几个叶轮,液体依次流过每个叶轮,泵的总扬程为各个叶轮所产生的扬程之和,故称多级泵。

此外,离心泵还有单级式和双级式之分。双级式为两侧吸液的泵。

## 二、离心泵的主要性能参数

在选择和使用离心泵时,必须了解表示其性能的主要参数。这些参数均标注在泵体的铭牌上,主要有流量、扬程、功率、效率等。

### (一) 离心泵的流量

单位时间内排到管路系统中的液体体积即泵的流量,又称做泵的输送能力,以  $Q$  表示,单位为  $\text{m}^3/\text{s}$ 。

### (二) 离心泵的扬程

离心泵对单位质量液体所提供的能量为泵的扬程,又称压头,以  $H$  表示,单位为  $\text{m}$ 。

液体通过离心泵获得能量,可以由一处输送到另一处。由实际流体的机械能平衡方程:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + H = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_f$$

移项后得:

$$H = \Delta Z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta v^2}{2g} + \sum h_f \quad (2-1)$$

上式中： $H$ 称做泵的扬程或压头。它包括液体位压头的提高 $\Delta Z$ （又称高举高度），液体静压头的提高 $\Delta p/\rho g$ ，液体动压头的提高 $\Delta v^2/2g$ 以及液体流经吸入管路和排出管路的全部阻力损失 $\sum h_f$ 。

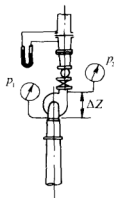


图 2-4 离心  
泵压头的测定

可通过简单的方法对泵的扬程进行测定。如图 2-4，在泵的进、出口处分别装有真空表和压强表，二者之间的压强差为 $\Delta Z$ 。在管路上装孔板流量计以测定流量。由于两截面间管路长度很短，其间液体流动损失可忽略不计。同时，根据进口和出口的管径以及测得的流量可计算两截面上的流速。由此可计算泵的扬程（压头）：

$$H = \Delta Z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta v^2}{2g} \quad (2-2)$$

### （三）泵的功率和效率

#### 1. 有效功率

单位时间内液体从泵所获得的功称做有效功率，以符号 $P_e$ 表示，即：

$$P_e = \frac{H \cdot q_v \cdot \rho \cdot g}{1000} \quad (2-3)$$

上式中各项的单位： $H(\text{m})$ ， $q_v(\text{m}^3/\text{s})$ ， $\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$ ，计算出 $P_e$ 的单位为 kW。

#### 2. 泵的轴功率

即泵轴从电动机得到的实际功率，以符号 $P$ 表示。

#### 3. 泵的有效功率和轴功率之比

称为泵的效率，即：

$$\eta = \frac{P_e}{P} \quad (2-4)$$

由于 $P_e < P$ ，使 $\eta < 1$ ，造成有效功率小于轴功率的原因有：

（1）机械损失。主要来源于泵轴与轴承、轴封、填料等处的旋转时产生的机械摩擦损失。机械效率 $\eta_m$ 值约为 0.96~0.99。

(2) 水力损失。流体流经泵体内,其流速的大小和方向都要改变,并发生冲击,从而又一次将传递过来的机械能损失掉一部分。水力效率  $\eta_h$  值为 0.8~0.9。

(3) 体积损失。由于泵的泄漏造成。泵壳与叶轮间有间隙,又液体由叶轮边缘倒流至低压区,都会造成体积损失。体积效率  $\eta_v$  值为 0.85~0.95。

因此,离心泵的总效率为:

$$\eta = \eta_m \eta_h \eta_v \quad (2-5)$$

离心泵的轴功率计算式为:

$$P = \frac{q_v H \rho g}{\eta} \quad (2-6)$$

### 三、离心泵的特性曲线

在选购离心泵时,生产厂家一般会提供一张绘制在坐标纸上的泵的特性曲线图,此图表明了泵在一定的转速下,压头、轴功率、效率与流量之间的关系曲线,它反映了产品的基本特性。由于各种型号离心泵的特性曲线是由厂家在出厂前由实验测定的,所以不同型号的离心泵各有其特性曲线,但形状上基本相同。

图 2-5 是 4B20 型离心泵在  $n = 2900 \text{ r/min}$  时的特性曲线图,

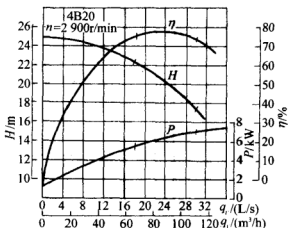


图 2-5 4B20 型离心泵的特性曲线

以此图为例来说明离心泵在工作时的特性：

(1)  $H \sim q_V$  曲线。表明离心泵的压头随流量的增大而下降(在流量很小时可能有例外)。

(2)  $P \sim q_V$  曲线。表明离心泵的轴功率随其流量的增大而增大,流量为零时,轴功率最小。所以离心泵启动时,应关闭出口阀门,使启动电流减小,以保护电机。

(3)  $\eta \sim q_V$  曲线。表明离心泵的流量不断增大时,其效率会增加,但增加至某最大值后,流量再增大,效率会下降。说明在一定转速下,离心泵存在一个最高效率点。离心泵在与最高效率点对应的压头、流量下工作是最经济的。而离心泵的铭牌上标明的性能参数,均是指该泵在效率最高点工作时的性能参数。在选择离心泵时,应注意使离心泵尽量在高效区范围内工作。一般操作时的工作效率应不低于最高效率的 92%。

#### 四、影响离心泵性能改变的因素

由于离心泵的特性曲线和性能参数均是在出厂前由厂方实验后提供的,一般厂家均是以常温(20℃),常压下用清水进行测定。若在实际使用时,输送液体为非清水或输送条件等发生改变,则要对原参数和特性曲线进行修正。

输送的流体为某种非清水的液体,主要考虑是密度和黏度对泵特性的影响。输送液体的密度对泵的流量和压头影响较小,主要是泵的功率。由于  $P_e = Hq_V \rho g / 1\,000$ ,可将实际流体的密度代入后计算实际功率。输送液体的黏度越大,泵体内的能量损失越大,会导致泵的压头、流量、效率均减小,而轴功率却要增大,其具体修正方法可参见有关泵手册或产品说明书。

另外,若使用中出现调整泵的转速或更换叶轮(改变叶轮直径)等情况,均会影响到原泵的特性曲线,也要通过查相关手册来进行修正。

例 2-1 用水对一离心泵的性能进行测定,在一次实验中测得:流量为  $10\text{m}^3/\text{h}$ 。泵出口压强表读数为  $1.67 \times 10^5\text{Pa}$ ,泵入口的真空表读数为  $2.67 \times 10^4\text{Pa}$ ,轴功率  $1.07\text{kW}$ 。真空表侧压截面与压



强表侧压截面的垂直距离为 0.5m, 试计算泵的压头与效率。

解: 列二截面的机械能平衡方程, 由公式(2-2):

$$H = \Delta Z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta v^2}{2g}$$

式中  $\Delta Z$ ——0.5m;

$p_1$ —— $1.67 \times 10^5 \text{Pa}$ ;

$p_2$ —— $-2.67 \times 10^4 \text{Pa}$ 。

题中无管径数据, 可认为吸入管管径和排出管管径相等, 即  $\Delta v = 0$ 。

$$H = 0.5 + \frac{1.67 \times 10^5 + 2.67 \times 10^4}{1000 \times 9.81} = 20.2(\text{m})$$

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{H q_v \rho g}{1000 P} = \frac{20.2 \times 10/3600 \times 1000 \times 9.81}{1000 \times 1.07} = 51.4(\%)$$

## 五、离心泵的安装高度

离心泵能够正常工作的原因是由于泵吸入口处具有一定真空, 靠贮液槽液面的压强(通常为大气压)与泵吸入口间的压强差, 将液体吸入(或称压入)泵体内。

所谓泵的几何安装高度(即吸入高度), 是指泵的吸入口轴线与贮液槽液面间的垂直距离, 如图 2-6 所示。泵的安装高度, 直接影响泵的吸液性能。因此, 要使泵安全可靠地运行, 必须正确选定泵的安装高度。

由图 2-6, 在贮槽液面和泵吸入口处两截面间列机械能平衡方程, 则可将吸入高度表示为:

$$Z_s = \frac{p_a - p_s}{\rho g} - \frac{v_s^2}{2g} - \sum h_{fs} \quad (2-7)$$

式中  $p_s, v_s$ ——泵吸入口处的绝对压强和液体流速;

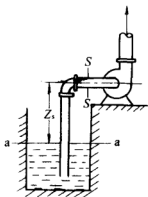


图 2-6 泵的安装高度

$\sum h_{fs}$ ——泵吸入管路的全部压头损失。

我们取极限情况,假设泵吸入口处为绝对真空,即  $p_s = 0$ ,液体在流动中即无动能损失,又无全部压头损失,即式(2-7)中后两项也为零。取标准大气压  $p_a = 101\,325\text{Pa}$ ,由式(2-7)可得,最大吸上高度为:

$$Z_{s,\max} = \frac{p_a}{\rho g} = \frac{101\,325}{1\,000 \times 9.81} = 10.33(\text{m})$$

可见,在上述极限情况下,泵的最大几何安装高度也不超过  $10.33\text{m}$ 。

看公式(2-7)中的第一项,分析可知,泵吸入口的绝对压强  $p_s$  降低越多,则吸入压差( $p_a - p_s$ )越大,泵的安装高度也越高。吸入压差若用水柱高度  $H_s$  表示,则  $H_s$  称为吸上真空高度,即:

$$H_s = \frac{p_a - p_s}{\rho g} \quad (2-8)$$

然而,泵吸入口处的绝对压强  $p_s$  的降低是有限度的。当  $p_s$  降至与被输送液体在输送温度下的饱和蒸汽压  $p_v$  相等时,吸上真空高度就达到了最大临界值  $H_{s,\max}$ ,称为最大吸上真空高度,即:

$$H_{s,\max} = \frac{p_a - p_v}{\rho g} \quad (2-9)$$

吸上真空高度达最大值时,液体将部分汽化,生成大量气泡,气泡随液流进入叶轮的高压区而被压缩。于是,气泡又迅速凝成液体,体积急剧变小,周围的液体就以极高速度冲向凝聚中心,造成几百个大气压甚至几千个大气压的局部应力,致使叶片受到严重损伤。这种现象称做“汽蚀”。汽蚀发生时,泵体因受冲击而发生震动,出现噪声,同时泵的性能显著下降。严重时会吸不上液体。

为了避免汽蚀现象,泵吸入口处的绝对压强必须高于工作温度下液体的饱和蒸汽压,即对吸上真空高度要有一定安全余量。在产品样本中将有一定安全余量的吸上真空高度称做允许吸上真空高度,用  $H_{sp}$  表示,即:

$$H_{sp} < H_{s,\max}$$

泵样本中或其性能铭牌上可查出  $H_{sp}$ ,根据此参数由下式能计算出

泵的允许安装高度  $Z_{sp}$ , 即:

$$Z_{sp} = H_{sp} - \frac{v_s^2}{2g} - \sum h_{fs} \quad (2-10)$$

另外, 有时在产品样本中, 给出的不是  $H_{sp}$ , 而是允许汽蚀余量  $\Delta h_p$ 。这是因为往往泵吸入口处并不是压强最低处, 压强最低处是在叶轮背面某处。也就是说, 当泵吸入口处的绝对压强还没达到产生汽蚀现象的工作温度下液体的饱和蒸汽压时, 而泵内某处已经开始汽蚀了。为了防止此现象, 必须使液体在入口处具有充分的能量余量, 足以克服液体流到泵内压强最低处的能量损失。从这个意义上表示汽蚀性能的参数称为汽蚀余量  $\Delta h$ 。

在样本中若查得允许汽蚀余量  $\Delta h_p$ , 则可代入下式计算泵的允许安装高度:

$$Z_{sp} = H_{s, \max} - \Delta h_p - \sum h_{fs} \quad (2-11)$$

式中:  $H_{s, \max}$  是最大吸上真空高度, 由式(2-9)计算。

公式(2-10)和公式(2-11)均是计算泵的允许安装高度的公式。但需注意的是, 样本中查到的  $H_{sp}$  值, 是以 20℃ 清水在 10mH<sub>2</sub>O\* 的压强下测定的。当操作条件和输送工质与上述实验条件不符合时, 必须进行换算, 换算公式为:

$$H'_{sp} = \left[ H_{sp} + (H_a - 10) - \left( \frac{p_v}{9.81 \times 10^3} - 0.24 \right) \right] \frac{1000}{\rho} \quad (2-12)$$

式中  $H'_{sp}$ ——操作条件下输送液体时允许吸上真空度, m(液柱);

$H_{sp}$ ——样本查得或铭牌标注的输送清水时的允许吸上真空度, mH<sub>2</sub>O;

$H_a$ ——当地压强, mH<sub>2</sub>O;

$p_v$ ——操作温度下被输送液体的饱和蒸汽压, Pa;

$\rho$ ——操作温度下液体的密度, kg/m<sup>3</sup>。

10 与 0.24 分别为测定铭牌标注的允许吸上真空度时的大气压与 20℃ 下水的饱和蒸汽压。1000 表示水的密度。

---

• 1mH<sub>2</sub>O=9806.65Pa

例 2-2 用 4B20 型离心泵从敞口容器输送液体,流量为  $85\text{m}^3/\text{h}$ ,离心泵的吸入管为橡皮软管,长度  $10\text{m}$ ,内径  $100\text{mm}$ ,假设吸入管内流动已进入阻力平方区。管入口处装有带滤网的底阀。当地压强为  $10\text{mH}_2\text{O}$ 。试求此泵在输送以下两种液体时,允许安装高度为多少?

(1) 输送  $20^\circ\text{C}$  的水;

(2) 输送  $30^\circ\text{C}$  的某种油  $p_V = 2.67 \times 10^4 \text{Pa}$ ,  $\rho = 740(\text{kg}/\text{m}^3)$ 。

解: (1) 从附录中查得, 4B20 型水泵在流量为  $85\text{m}^3/\text{h}$  时, 允许吸上真空度  $H_{\text{sp}} = 5.0\text{m}$ 。

$$\text{吸入口流速} \quad V_s = \frac{4q_V}{\pi d^2} = \frac{4 \times 85/3600}{\pi(0.1)^2} = 3.0(\text{m/s})$$

$$\text{则} \quad \frac{v_s^2}{2g} = \frac{3^2}{2 \times 9.81} = 0.46(\text{m})$$

查表 1-1 橡皮软管的  $\epsilon = 0.02\text{mm}$ (取中间值),

$$\text{则} \quad \epsilon/d = 0.02/100 = 0.0002$$

根据阻力平方区查莫迪图  $\lambda = 0.014$

查表 1-4 底阀  $\zeta = 1.5$ , 滤水网  $\zeta = 2$ ,  $\sum \zeta = 1.5 + 2 = 3.5$ 。

吸入管阻力损失为:

$$\begin{aligned} \sum h_{\text{fs}} &= \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v_s^2}{2g} = \left( 0.014 \times \frac{10}{0.1} + 3.5 \right) \times \frac{3^2}{2 \times 9.81} \\ &= 2.25(\text{m}) \end{aligned}$$

允许安装高度为:

$$\begin{aligned} Z_s &= H_{\text{sp}} - \frac{v_s^2}{2g} - \sum h_{\text{fs}} = 5.0 - 0.46 - 2.25 \\ &= 2.29(\text{m}) \end{aligned}$$

(2) 输送  $30^\circ\text{C}$  的某种油, 将查得  $H_{\text{sp}} = 5.0\text{m}$ ,  $p_V = 2.67 \times 10^4 \text{Pa}$ ,  $\rho = 740\text{kg}/\text{m}^3$  代入式(2-12):

$$\begin{aligned} H'_{\text{sp}} &= \left[ 5 + (10 - 10) - \left( \frac{2.67 \times 10^4}{9.81 \times 10^3} - 0.24 \right) \right] \times \frac{1000}{740} \\ &= 3.40(\text{m}) \end{aligned}$$

在设计和计算离心泵的安装高度时, 有以下几点应该注意:

(1) 离心泵的允许吸上真空度和允许气蚀余量值是与流量有关

的,大流量下  $\Delta h$  较大,而  $H_s$  较小,因此要以最大额定流量进行计算。

(2) 离心泵的吸入管路,管径尽量选粗一些,弯头、阀门等管件尽量要少,以减少吸入管路的阻力损失。

(3) 当被输送液体的温度较高或沸点较低时,可能计算出允许吸上真空度  $H_{sp}$  为负值情况,此时应将离心泵安装于贮槽液面以下,使液体利用位差自流入泵内。

## 六、离心泵的工作点及工作点的调节

一台离心泵是要安装在某个管路系统中工作的,实际工作时的流量和扬程不仅与泵的性能有关,而且与管路的特性有关。因此,离心泵的实际工作情况应该由泵的特性曲线和管路本身的特性共同决定。

### (一) 管路特性曲线

管路的特性曲线表示出流体通过某特定管路所需要的扬程与流量的关系。

如图 2-7 的输送系统示意图,若 1-1' 和 2-2' 两截面液位均维持恒定,且管路直径不变。由机械能平衡方程,流体流过管路所需的扬程(即要求泵所提供的扬程)为:

$$H = \Delta Z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \sum h_f \quad (2-13)$$

对于特定管路,  $(\Delta Z + \Delta p/\rho g)$  是固定不变的,即与流量无关。令:

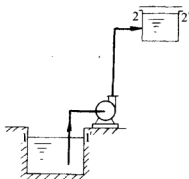


图 2-7 输送系统示意图

$$A = \Delta Z + \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (2-14)$$

而

$$\sum h_f = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{\left( \frac{4Q}{\pi d^2} \right)^2}{2g}$$

$$B = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{\left( \frac{4}{\pi d^2} \right)}{2g} \quad (2-15)$$

$$\sum h_f = Bq_v^2$$

将(2-14)和式(2-15)代入(2-13),有:

$$H = A + Bq_v^2 \quad (2-16)$$

式(2-16)即为管路的特性曲线方程,将具体数据代入,即可在相应的坐标图上做出管路的特性曲线,(图2-8中的曲线I)。

## (二) 离心泵的工作点

离心泵安装于某一特定管路中,离心泵所提供的压头和流量必

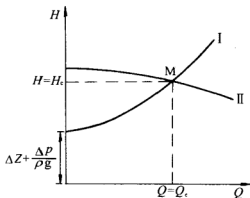


图 2-8 离心泵的工作点

须和管路所需的压头和流量一致。如果把离心泵的特性曲线 I 和管路的特性曲线 II 绘制于同一坐标图里(图2-8),两曲线的交点 M 点,就是离心泵在该管路中的工作点。显然,该点所对应的流量和压头即是管路系统所要求的。又是离心泵所提供的。选泵的一个

主要原则是:选择适当的泵,使其工作点恰好交在该泵的高效区内。

## (三) 工作点的调节

若某输送系统的工作点没有设在高效区附近,就有必要调节工作点的位置。如果认为所选的泵合适的话,主要用改变管路特性曲线来调整工作点。一般多采用调节流量的方法进行工作点的调节,流量调节有改变阀门的开度和改变泵的转速两种措施。

用改变阀门开度调节流量从而改变管路特性曲线和工作点的位置,方法简便、灵活,应用很广。但注意大幅度调整会增大管路阻力,并容易使离心泵在低效区工作。而用调节转速的方法调节流量,一

般用在调节幅度较大且调节后稳定周期较长的情况。

例 2-3 用 4B20 离心泵输送 20℃ 的水,管路的内径为 150mm,长度为 200m。已知该管路所有局部阻力系数之和  $\sum \zeta$  为 16,摩擦因数  $\lambda$  为 0.03。若  $(\Delta Z + \Delta p / \rho g)$  为 15mH<sub>2</sub>O,试求该泵运转时的流量、轴功率及效率。

解:该泵的特性曲线可参阅图 2-5。而管路的特性曲线关系式为(2-16),即:

$$\begin{aligned} H &= A + Bq_V^2 \\ A &= \Delta Z + \frac{\Delta p}{\rho g} = 15 \\ B &= \left( \lambda \frac{L}{d} + \sum \zeta \right) \frac{\left( \frac{4}{\pi d^2} \right)^2}{2g} \\ &= \left( 0.03 \times \frac{200}{0.15} + 16 \right) \frac{\left( \frac{4}{\pi 0.15^2} \right)^2}{2 \times 9.81} \\ &= 9140 \end{aligned}$$

因图 2-5 中  $Q$  的单位为 L/s,为做图方便将管路特性曲线中的  $Q$  单位改为 L/s。则

$$H = 15 + 9140 \times \left( \frac{1}{1000} \right)^2 \cdot Q^2 = 15 + 0.00914Q^2$$

将此管路特性曲线方程式绘于图 2-5 上,可得一工作点,查出该工作点的数据为:

流量  $q_V = 24 \text{ L/s}$ ,

轴功率  $P = 6.3 \text{ kW}$ ,

效率  $\eta = 78\%$ ,属高效区范围。

## 七、离心泵的类型和选用

### (一) 离心泵的类型

在实际生产过程中,输送液体是多种多样的,工艺流程中所需提供的压头、流量等也差异很大。因此,离心泵的种类也很多,按输送液体的不同可分为水泵、耐腐蚀泵、油泵和杂质泵等。按吸入方式不同,可分单吸式泵和双吸式泵。按叶轮数目不同,可分单级泵和多级

泵。以下介绍几种常见的离心泵类型:

1. 水泵(B型、D型、sh型)

凡输送清水或物理性质、化学性质与清水相类似的清洁液体,称为水泵。

B型: 单级单吸悬臂式离心水泵,应用最广。

D型: 多级离心水泵,适用于压头高,流量小的场合。

sh型: 双吸泵,适用于流量较大,压头较低的场合。

2. 耐腐蚀泵(F型)

适用于输送酸、碱性较强的液体,在食品工业中应用广泛。

3. 油泵(Y型)

输送各类油质液体,密封要求高。

4. 杂质泵(P型)

输送含有固体颗粒的悬浮液及稠厚的浆液等。

## (二) 离心泵的选用

根据实际的工况选用离心泵,通常按下述步骤进行:

(1) 根据输送液体的性质和操作条件,确定泵的类型;

(2) 根据输送液的流量、设计管路所要求的压头,从泵样本或产品目录中选出合适的型号,泵的流量、压头应留有适当余地,且应保持离心泵在高效率区工作。

生产厂家为了选用方便,对同一类型的泵提供系列特性曲线,如图2-9给出的是B型水泵系列特性曲线图。曲线以 $H$ 和 $Q$ 为坐标,图中每个扇形面积代表一种型号泵的最佳工作范围,即在此区间操作,这类离心泵处于高效率区域。曲线上黑点指该泵效率最高时性能。

图2-9中符号说明,如8B29A-1450-30

其中: 8——泵吸入口径(in),  $8 \times 25 = 200\text{mm}$ ;

B——单级单吸悬臂式离心水泵;

29——泵的扬程,m;

A——泵的叶轮直径比基本型号8B29的小一级;

1450——泵轴转速,r/min;

30——电机功率,kW。



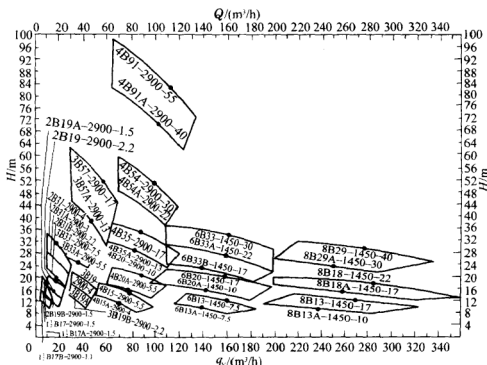


图 2-9 B 型水泵系列特性曲线

(3) 必要的话,核算泵的轴功率并计算其安装高度。

### (三) 离心泵的安装和使用

主要还是要参考各类离心泵的说明书,这里只指出几个一般性应注意的问题:

- (1) 泵的安装高度必须使其吸上高度低于允许值;
- (2) 离心泵启动前必须使泵内灌满所输送的液体;
- (3) 离心泵应在出口阀门关闭时启动,使其启动功率最小;
- (4) 停泵前应先关闭出口阀门,或在泵出口管线上装单向阀,以免压出管路的液体倒流入泵内使叶轮受冲击损坏;
- (5) 运转时应定时检查、保养和润滑等。

## 第二节 正 位 移 泵

正位移泵指以动件强制推进作用来达到液体输送目的的一种

泵,又称体积式泵,在食品工业中广泛使用,主要用来输送果浆、糖浆、颗粒悬浮液一类的液体食品。正位移泵主要有往复式泵和旋转式泵两类。

## 一、往复式泵

往复式泵是一种体积式输送机械,它是利用曲柄连杆机构带动活塞,在泵缸内进行往复运动,依次开启吸入和排出阀门,从而吸排液体,达到液体输送的目的。

往复式泵可按活塞的构造分:活塞泵、柱塞泵和隔膜泵。

### (一) 活塞泵

活塞泵适用于压头较低时液体的输送。如图 2-10 所示,活塞上的活塞杆经十字头与曲柄连杆机构相连。当原动机带动曲柄旋转一周时,活塞在泵缸内做一次来回移动。活塞移动的最大距离称为冲程。

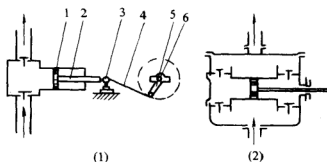


图 2-10 单作用泵和双作用泵

1—活塞 2—活塞杆 3—十字头

4—连杆 5—曲柄 6—曲轴

如果活塞往复一次,只有泵缸的一侧各吸入和排出一液体,这种泵称做单作用泵。故单作用泵存在吸液不排液,排液不吸液,即流量间断不均匀的问题。为了消除单作用泵流量的间断性,就出现了双作用泵。双作用泵至少有四个活门,分别安装在泵缸两侧,并且吸入管和排出管分别为两侧共有。这样,当原动机运转时,一侧的吸液、排液与另一侧的排液、吸液交叉进行,吸入管和排出管内的液体

就保持连续不断地流动。

根据上述活塞泵的作用原理,不难得出计算其理论流量的公式。

对单作用泵的理论流量:

$$Q = \frac{S \cdot s \cdot n}{60} \quad (2-17)$$

对双作用泵的理论流量:

$$Q = \frac{(2S - a) \cdot s \cdot n}{60} \quad (2-18)$$

式中  $Q$ ——理论流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$S$ ——活塞截面积,  $\text{m}^2$ ;

$s$ ——活塞冲程,  $\text{m}$ ;

$n$ ——曲轴的转速,  $\text{r}/\text{min}$ ;

$a$ ——活塞杆截面积,  $\text{m}^2$ 。

往复泵的实际流量比理论流量小,这主要是由于活塞填衬不严、阀门启闭不及时、液体漏损等,故一般有泵的体积效率  $\eta_v$ 。

## (二) 柱塞泵

当泵在高压头下输送液体时,除了要考虑泵缸的强度外,还要考虑活塞的强度。所以,用柱式活塞代替盘式活塞是为了满足输送高压液体的需要。

柱塞泵在食品工业主要应用于干制的粉状食品的压力喷雾干燥(如奶粉、豆粉等的生产)和液体食品的高压均质,这些加工工艺往往要求供料压力达几十甚至上百个工程大气压。所用的高压泵为三柱塞式往复泵。

三柱塞式高压泵是一种三作用泵,即用1根曲轴带动3个单作用泵。3个单作用泵的曲柄互相错开  $120^\circ$ ,其吸液管和排液管也是3个泵共用。这样,在曲轴旋转一周的周期里,各泵的吸液和排液依次相差  $1/3$  周期,大大地提高排液管内流量的均匀性,见图 2-11。三作用泵的流量为单作用的3倍,即:

$$Q = \frac{3S \cdot s \cdot n}{60} \quad (2-19)$$

在食品工厂实际应用的柱塞泵,泵体为一长方形不锈钢块锻造

而成,开有 3 个柱塞孔,并配有柱塞和活门。柱塞也由不锈钢制造。为了防止液体泄漏和空气渗入,采用填料函密封。

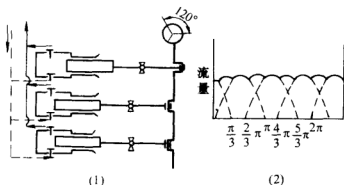


图 2-11 三柱塞往复泵工作原理及流量曲线

(1) 工作原理 (2) 流量曲线

### (三) 隔膜泵

适用于输送某些腐蚀性料液或悬浮液。利用一种弹性薄膜将输送料液和活塞或柱塞隔开,使其不受腐蚀或磨损。此弹性薄膜系用耐磨、耐腐蚀的橡胶或特殊金属材料制成。此弹性薄膜会随着活塞的往复运动,交替地向两侧弯曲,起到吸液和排液的作用。

## 二、旋转式泵

旋转式泵是靠泵内一个或一个以上的转子的旋转来吸入和排出液体。旋转泵的形式很多,最常见的有罗茨泵、齿轮泵和螺杆泵。参阅图 2-12。

### (一) 罗茨泵

转动元件为一对转子,转子呈叶形,一个固定在主动轴上,另一个固定在从动轴上。外力经传动装置传给主动轴时,两转子即做反向旋转。两个转子相互间紧密啮合及与泵壳的严密接触,从而将吸入室和排出室隔开。当转子转动时,在吸入侧,吸入室空间渐扩而产生低压,吸入液体,被吸入的液体经转子转动而入排出室,并被挤压使液体压强升高而排出。

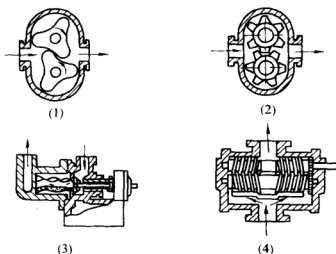


图 2-12 几种旋转泵简图

(1) 罗茨泵 (2) 齿轮泵 (3) 单螺杆泵 (4) 双螺杆泵

罗茨泵由于结构简单,便于拆洗,且可产生中等的压头,故常用作果浆、糖浆等黏度较高的液体。

## (二) 齿轮泵

齿轮泵的结构和工作原理与罗茨泵非常相似,是一对啮合的齿轮代替了一对叶形转子。它常用来输送黏度较大而不含杂质的液体,常用于液压系统及机器的润滑系统。

## (三) 螺杆泵

螺杆泵分单螺杆泵、双螺杆泵、三螺杆泵等。对单螺杆泵,螺杆在具有内螺纹的泵壳内偏心转动,将液体沿轴向推进,最终由排出口排出。对双螺杆泵,其工作原理与齿轮泵十分相似,是利用两根相互啮合的螺杆来输送液体。

## 三、正位移泵的特性

往复式泵和旋转式泵的工作原理都是以其运动元件的位移造成一定的工作体积,并封闭液体而后将液体送往泵的排液侧。只是运动元件的运动形式分往复运动和旋转运动。这种具有正位移特性的系统称正位移泵。

正位移泵的一个重要特性是,在一定转速下,泵的理论流量为常数,而与压头无直接关系,参见图 2-13。泵所发出的压头大小取决于泵外系统的需要,而泵能提供的最大压头取决于泵的机械强度和原动机的动力。从这一基本特点出发,正位移泵具有如下特性:

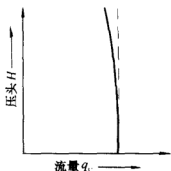


图 2-13 正位移泵的特性曲线

### 1. 流量特性

由图 2-13 知,正位移泵的理论流量(虚线)是由泵的体积决定,即可认为是恒定的。若采取措施使  $q_v$  稍微小一点,压头  $H$  将会突升很多(实线)。所以正位移泵常用于要求流量恒定但压头变化很大的场合。

### 2. 流量调节特性

正由于其流量变化很少会导致压头升降很大的情况,所以若用出口阀门调节流量很不易控制。调节不当,可能导致泵缸内压力急剧升高,使泵缸或电动机损坏。故不能用出口阀门调节流量,一般多采用旁路阀调节。即在排出管路上增加旁路,分流一部分流量。

### 3. 压头的特性

由于压头会随系统的需要而变化,就带来泵的工作安全问题。为此,生产厂家根据泵的结构强度和功率大小,规定了额定的压头值(通常正位移泵多以排出压强来表示),它表示此泵使用时最适宜的压头值。

例 2-4 现采用一台三柱塞式往复泵,输送密度为  $1250\text{kg/m}^3$  的液体,由敞口贮罐向塔内输送,塔内压强  $1274\text{kPa}$ (表压),贮罐液面与塔入口垂直距离为  $10\text{m}$ ,管路压头损失为  $2\text{m}$ 。已知泵的柱塞直径为  $70\text{mm}$ ,冲程为  $225\text{mm}$ ,曲轴转速为  $200\text{r/min}$ ,泵的总效率为  $0.9$ ,体积效率为  $0.95$ 。求泵的实际流量、压头和轴功率。

解:

(1) 泵的实际流量:

$$\begin{aligned}
 q_V &= \frac{3S \cdot s \cdot n}{60} \cdot \eta_V = \frac{3 \times \pi/4 d^2 \cdot s \cdot n}{60} \cdot \eta_V \\
 &= \frac{3 \times \frac{\pi}{4} \times 0.07^2 \times 0.225 \times 200}{60} \times 0.95 \\
 &= 8.23 \times 10^{-3} (\text{m}^3/\text{s})
 \end{aligned}$$

(2) 泵的压头：由柏努利方程取贮罐液面与塔入口两截面：

$$\begin{aligned}
 H &= \Delta Z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta v^2}{2g} + \sum h_f \\
 &= 10 + \frac{1\,274 \times 10^3}{1\,250 \times 9.81} + 2 = 116 (\text{m})
 \end{aligned}$$

(3) 轴功率：

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{H \cdot q_V \cdot \rho \cdot g}{1\,000 \cdot \eta} = \frac{116 \times 8.23 \times 10^{-3} \times 1250 \times 9.81}{1\,000 \times 0.9} \\
 &= 13 (\text{kW})
 \end{aligned}$$

### 第三节 气体输送与压缩设备

气体输送与压缩设备在食品工业应用广泛，其作用与液体输送类似，都是对流体做功，以提高流体的压强。气体输送设备可按其出口压强或压缩比（压缩后与压缩前压强之比）分成四类：

- (1) 通风机：出口压强不大于 15kPa(表压)，压缩比为 1~1.15。
- (2) 鼓风机：出口压强为 15~294kPa(表压)，压缩比为 1.15~4。
- (3) 压缩机：出口压强为 294kPa(表压)以上，压缩比大于 4。
- (4) 真空泵：出口压强为大气压，用于系统减压。

#### 一、离心式通风机

工业上常用的通风机有轴流式通风机和离心式通风机。轴流式风机产生的风压很小，但风量较大，多用于通风换气，而不适用于输送气体。这里只讨论离心式通风机。

离心式通风机按其产生的风压大小分为：

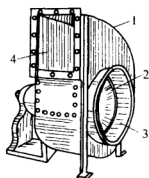
- (1) 低压离心通风机：风压  $\leq 1 \times 10^3 \text{Pa}$ (表压)。

(2) 中压离心通风机：风压为  $1 \times 10^3 \sim 3 \times 10^3 \text{Pa}$  (表压)。

(3) 高压离心通风机：风压为  $3 \times 10^3 \sim 15 \times 10^3 \text{Pa}$  (表压)。

### (一) 离心式通风机的结构

离心式通风机的结构与离心泵相似。其结构主要由蜗壳形机壳



和多叶片叶轮组成。蜗壳的气体通道一般为矩形截面,这样既加工方便,又可直接与矩形风道相连接。叶轮上的叶片有平直片(低压风机),前弯片和后弯片(中、高压风机)等形状。图 2-14 为低压离心通风机的示意图。

### (二) 离心式通风机的性能参数和特性曲线

离心式通风机的性能参数有风量、风压、功率和效率。

图 2-14 低压离心通风机

1—机壳 2—叶轮  
3—吸入口 4—排出口

#### 1. 风量

风量指单位时间内从风入口吸入的气体体积,以  $q_v$  表示,单位为  $\text{m}^3/\text{s}$ 。气体的体积按进口状态计。

#### 2. 风压

风压指单位体积的气体通过风机所获得的能量,也称全风压,用  $p$  表示,其单位为  $\text{Pa}$ 。

当气体由静止状态吸入通风机时,全风压表示为:

$$p = p_2 - p_1 + \frac{v_2^2}{2} \rho = p_s - p_d \quad (2-20)$$

式中  $p_s = p_2 - p_1$ ——静风压;

$$p_d = \frac{v_2^2}{2} \rho \text{——动风压。}$$

图 2-15 是一定转速下通风机的特性曲线图。特性曲线一般由厂家在通风机出厂前实验测定,实验标准:压强为  $1.013 \times 10^5 \text{Pa}$ ,温度为  $20^\circ\text{C}$  的空气,其密度为  $1.2 \text{kg}/\text{m}^3$ 。

在选用通风机时,若输送介质的条件与上述标准不符,则需将实



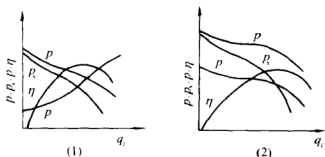


图 2-15 通风机特性曲线

(1) 离心式 (2) 轴流式

际需要的风压按下式换算成实验标准风压,以便确定风机的型号。

$$p_0 = p \frac{1.2}{\rho} \quad (2-21)$$

式中  $p_0$ ——实验标准下的风压, Pa;

$p$ ——操作状况下所需的风压, Pa;

$\rho$ ——输送气体在操作状况下的密度,  $\text{kg/m}^3$ 。

### 3. 轴功率和效率

离心式通风机的轴功率为:

$$P = \frac{pq_v}{1000\eta} \quad (2-22)$$

式中  $P$ ——离心通风机的轴功率, kW;

$p$ ——离心通风机的风压, Pa;

$q_v$ ——离心通风机的风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$\eta$ ——效率,按全风压定出,称全压效率。

注意用式(2-22)计算时,  $p$  和  $q_v$  必须是同一状态下的数值。利用特性曲线或风机性能表上的轴功率数值时,仍需注意输送工质的性质,用下列关系式进行换算:

$$P = P_0 \frac{\rho}{1.2} \quad (2-23)$$

式中  $P$ ——气体密度为  $\rho$  时的轴功率, kW;

$P_0$ ——气体密度为  $1.2\text{kg/m}^3$  时的轴功率, kW。

选择离心式通风机可按以下步骤进行:

(1) 根据柏努利方程,计算输送系统所需的实际风压  $p$ ,并换算成实验标准风压  $p_0$ 。

(2) 根据输送气体的性质与风压范围,确定风机的类型。

(3) 根据实际风量  $q_V$  与实验标准风压  $p_0$  从产品样本中选择适宜的风机型号。

例 2-5 已知空气的最大输送量为  $1.6 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$ ,最大风量下输送系统所需要的风压为  $10.8 \text{ kPa}$ ,设空气进口温度为  $30^\circ\text{C}$ ,当地压强为  $98.7 \text{ kPa}$ ,试选择一台适用的离心通风机。

解:在实际操作状况下,空气的密度值:

$$\begin{aligned}\rho &= \rho_0 \frac{T_0}{T} \frac{p}{p_0} = 1.2 \times \frac{(273 + 20)}{(273 + 30)} \times \frac{98.7}{101.33} \\ &= 1.13 (\text{kg}/\text{m}^3)\end{aligned}$$

将实际风压换算成标准风压:

$$p_0 = p \frac{1.2}{\rho} = 10.8 \times \frac{1.2}{1.13} = 11.47 (\text{kPa})$$

由  $q_V = 1.6 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$  和  $p_0 = 11.47 \text{ kPa}$  查风机样本,查得型号为 9-27-101No. 7 ( $n = 2900 \text{ r}/\text{min}$ ) 的离心通风机可以满足要求。该机的性能为:

全风压:             $11.87 \text{ kPa}$ ;  
风量:              $17100 \text{ m}^3/\text{h}$ ;  
轴功率:            $89 \text{ kW}$ 。

## 二、鼓 风 机

常用的鼓风机有离心鼓风机和旋转鼓风机两种。

### (一) 离心鼓风机

离心式鼓风机又称透平鼓风机,其结构与离心式通风机相似,但通风机内只有一个叶轮,而鼓风机一般有几个叶轮串在一个轴上。其用途是用在需送风量大的场合。图 2-16 为五级离心鼓风机示意图。

由于离心鼓风机的压缩比不高,气体压缩过程产生的热量不多,所以不需冷却装置。各级叶轮的直径大小也大致相同。

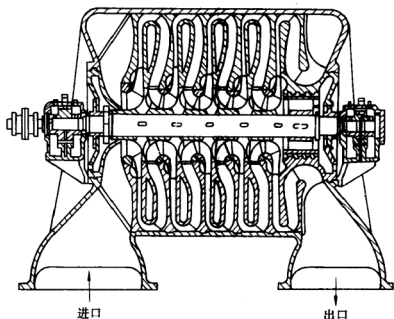


图 2-16 五级离心鼓风机示意图

## (二) 旋转鼓风机

最常见的旋转鼓风机是罗茨鼓风机,其结构和工作原理和罗茨泵极为相似。罗茨鼓风机的示意图见图 2-17。

罗茨鼓风机的主要特点是风量与转速成正比。当转速一定时,即使风压改变,风量可基本保持不变。所以此类风机主要用在风压恒定,但需调节风量的场合,其风量可在  $2 \sim 500 \text{ m}^3/\text{min}$  的范围内变动。操作流量一般用旁路调节。罗茨鼓风机的出口应安装稳压罐和安全阀,其操作温度不能超过  $85^\circ\text{C}$ ,以防转子发热膨胀而卡住。

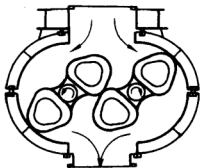


图 2-17 罗茨鼓风机

## 三、压 缩 机

工业上常用的压缩机主要有往复式压缩机和离心式压缩机。离

心式压缩机在结构和工作原理上同离心式鼓风机极为相似,只是叶轮级数增多(一般在 10 级以上),转速较高,以产生很高的出口压力(压力可达几十兆帕)。下面主要对往复式压缩机予以扼要介绍。

### (一) 往复式压缩机的结构和工作过程

往复式压缩机的基本结构和工作原理和往复泵类似,主要部件也是由气缸、活塞、吸气阀和排气阀等组成。二者主要不同点是,压缩机运行的工质是气体,其密度小,很容易被压缩。因此压缩机的吸入和排出阀门制造的更为精巧灵活。另由于气体被压缩后,压强增大,体积缩小,温度会升高。一般在气缸壁处附设有冷却装置。

气体在压缩过程中,其温度的升高大小和排气压强成正比,排气压强越高,被压缩气体的温度也越高。高温的气体存在着如何散热问题。另外,活塞在运行至缸底时,不能直接撞击缸盖,活塞和缸盖间要留有一定的空隙,称做余隙。如此等等现象,这使气体压缩过程的计算复杂化,为计算方便起见,可将气体压缩分成几种典型的过程。

#### 1. 等温压缩过程

即在整个压缩过程中,气体温度保持恒定不变,即产生的热量能够被气缸壁和冷却装置及时带走(实际上是不可能的)。此过程常用来衡量压缩情况经济性的对比。

#### 2. 绝热压缩过程

同上相反,压缩气体产生的热量不会在气缸壁和其他器械间产生任何的热量散失。这种假设虽也是一种极端情况,但比等温压缩要更接近压缩机的实际工作情况。所以在计算中,常以此过程作为基准计算。

#### 3. 多变压缩过程

即实际压缩过程,压缩中气体温度也会升高,气缸壁和冷却装置也要散热。

### (二) 往复式压缩机的主要性能参数

#### 1. 排气量

即单位时间内排出气体的体积,其数值按照吸入状态计算,又称

做压缩机的生产能力。

若无余隙,压缩机的理论吸气量的计算与往复泵类似,对于单动往复式压缩机为:

$$q_{V,t} = \frac{\pi}{4} d^2 s n \quad (2-24)$$

双动往复式压缩机的理论吸气量为:

$$q_{V,t} = \frac{\pi}{4} (2d_1^2 - d_2^2) s n \quad (2-25)$$

式中  $q_{V,t}$ ——理论吸气量,  $m^3/\min$ ;

$d_1$ ——活塞直径,  $m$ ;

$s$ ——活塞冲程,  $m$ ;

$n$ ——活塞每分钟往复次数,  $\text{次}/\min$ ;

$d_2$ ——活塞杆的直径,  $m$ 。

由于有余隙和各种泄漏等原因,实际排气量为:

$$q_V = \lambda_d q_{V,t} \quad (2-26)$$

式中  $q_V$ ——实际排气量,  $m^3/\min$ ;

$\lambda_d$ ——排气系数,其值可查相关技术手册,或按下式进行计算:

$$\lambda_d = (0.8 \sim 0.95) \lambda_0 \quad (2-27)$$

而  $\lambda_0 = 1 - \epsilon \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/k} - 1 \right] \quad (2-28)$

式中  $\lambda_0$ ——体积系数,即为一次循环吸入气体的体积和活塞推进一次扫过的体积之比;

$\epsilon$ ——余隙系数,一般大中型压缩机的低压气缸在 8% 以下,高压气缸可达 12%。也可查相关手册;

$k$ ——气体的绝热指数,对空气  $k = 1.4$ ;

$p_2/p_1$ ——压缩比,即排气压强和进气压强之比。

对于实际的压缩过程,即所谓多变过程,则其绝热指数  $k$  用多变指数  $m$  代替,  $m$  的数值一般在  $1 \sim k$  之间(当  $m = 1$  为等温过程)。

## 2. 轴功率和效率

如果以绝热过程为例,往复式压缩机的理论功率为:

$$P_a = \frac{k}{k-1} p_1 q_v \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \frac{1}{60 \times 1000} \quad (2-29)$$

式中  $P_a$ ——按绝热压缩计的理论功率, kW;

$p_1$ ——压缩机的进气压强, Pa;

$q_v$ ——压缩机的排气量,  $\text{m}^3/\text{min}$ 。

对于实际的压缩过程,由于气体在气缸内被压缩产生的扰动及通过阀门的局部阻力,加上压缩机运动部件的摩擦消耗等原因,使实际需要的轴功率大于理论功率。

压缩机的轴功率为:

$$P = \frac{P_a}{\eta_a} \quad (2-30)$$

式中  $P$ ——压缩机的轴功率, kW;

$\eta_a$ ——绝热总效率,一般为 0.7~0.9。

例 2-6 一双缸单动空气压缩机吸气压强为  $9.8 \times 10^4 \text{ Pa}$ , 排气压强为  $8 \times 9.8 \times 10^4 \text{ Pa}$ , 活塞直径为 250mm, 冲程为 200mm, 曲轴转速为 1500r/min, 试求该压缩机为多变压缩时的生产能力和轴功率。已知气缸的余隙系数  $\epsilon = 8\%$ , 多变指数  $m = 1.2$ , 排气系数  $\lambda_d = 0.8\lambda_0$ , 多变效率  $\eta_m = 80\%$ 。

解: (1) 双缸单动压缩机的理论吸气量为:

$$\begin{aligned} q_{v,t} &= 2 \left( \frac{\pi}{4} d^2 s n \right) = 2 \times \frac{\pi}{4} \times 0.25^2 \times 0.2 \times 1500 \\ &= 29.45 (\text{m}^3/\text{min}) \end{aligned}$$

体积系数  $\lambda_0$  为:

$$\lambda_0 = 1 - \epsilon \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/m} - 1 \right] = 1 - 0.08 [8^{1/1.2} - 1] = 0.627$$

则  $\lambda_d = 0.8\lambda_0 = 0.8 \times 0.627 = 0.5$

压缩机的生产能力为:

$$q_v = \lambda_d q_{v,t} = 0.5 \times 29.45 = 14.73 (\text{m}^3/\text{min})$$

(2) 压缩机的理论功率为:

$$\begin{aligned}
 P_a &= \frac{m}{m-1} p_1 q_{v,1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(m-1)/m} - 1 \right] \frac{1}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{1.2}{1.2-1} \times 9.8 \times 10^4 \times 14.73 [(8)^{(1.2-1)/1.2} - 1] \frac{1}{60 \times 1000} \\
 &= 60.67(\text{kW})
 \end{aligned}$$

轴功率:  $P = \frac{P_a}{\eta_m} = \frac{60.67}{0.8} = 75.84(\text{kW})$

### (三) 往复式压缩机的分类和选用

往复式压缩机的分类方法很多,如:

- (1) 按吸排气方式分为:单动式、双动式往复压缩机。
- (2) 按气体被压缩次数分:单级、双级和多级往复压缩机。
- (3) 按压缩气体的终压分:低压(1MPa 以下)、中压(1~10MPa)、高压(10~100MPa)往复压缩机。

(4) 按生产能力分:小型( $10\text{m}^3/\text{min}$ )、中型( $10\sim 30\text{m}^3/\text{min}$ )、大型( $30\text{m}^3/\text{min}$  以上)往复压缩机。

(5) 按压缩气体种类分:空气压缩机、氮压缩机、氟利昂压缩机等,后两种为制冷专用压缩机。

(6) 按气缸排列方式分:立式、卧式、角式(L 型、V 型、W 型等)往复压缩机。

在选用压缩机时,首先根据输送气体的性质及厂房的具体条件,确定压缩机的种类。然后根据工艺所需的生产能力和排气压强,在压缩机样本或产品目录中选择合适的型号。需要注意的是,样本中所列的排气量是以  $20^\circ\text{C}$ 、 $101.33\text{kPa}$  状态下的气体体积,单位为  $\text{m}^3/\text{min}$ 。

往复式压缩机排气是脉动的,因此在气体出口处需装一贮气罐,使输气稳定均匀。贮气罐还起到分离气体中夹带出的水沫和油沫的功能。压缩机吸入口应装有过滤器,以免吸入灰尘和杂质,增加气缸和活塞的磨损。压缩机的排气量可采用在吸入管路上安装阀门或用回流分支管路进行调节。运转过程中要及时维护,注意部件的润滑和气缸的冷却。

## 四、真 空 泵

真空泵作为产生低压环境的抽气设备,目前在食品工业中广泛应用,如真空包装、真空浓缩、真空干燥等。所涉及的真空环境主要

在粗真空(绝对压强在  $1.3 \sim 101.33\text{kPa}$ )和低真空(绝对压强在  $0.13 \sim 1.3 \times 10^3\text{Pa}$ )范围内,特殊情况,如在冷冻升华干燥的真空泵流中,可达高真空(绝对压强在  $1.3 \times 10^{-5} \sim 0.13\text{Pa}$ )范围。

衡量系统真空度的单位,以前较多用  $\text{mmHg}$ ,现在采用法定计量单位  $\text{Pa}$ 。

$1\text{mmHg} = 133.32\text{Pa}$ 。

选择真空泵,主要依据两个主要性能参数。

(1) 极限真空(度):指泵吸入口处所能达到的最低压强。也就是将泵入口堵死,经足够长时间运行后,泵所能达到的最低压强。

(2) 抽气速率。又称抽气量,指在一定压强和温度下,单位时间内通过泵入口截面的气体体积。一般机械真空泵铭牌上所标之抽速,是指常压( $1.01 \times 10^5\text{Pa}$ )、常温( $20^\circ\text{C}$ )下空气的抽速。单位: $\text{m}^3/\text{h}$  或  $\text{L}/\text{s}$ 。

对于粗、低真空系统,在选真空泵时,可考虑在满足系统真空度要求情况下,将工艺所要求的抽(排)气量扩大  $5\% \sim 10\%$  (考虑管路

等处的漏气情况),去确定真空泵的抽速,然后在样本中选择。详细的选型步骤可参见相关真空技术手册。

真空泵的形式很多,都是定点厂家生产,并形成系列产品。下面对常见的几种做简单介绍。

### (一) 旋片真空泵

旋片真空泵的工作原理如图 2-18 所示。带有 2 个旋片的偏心转子按图中箭头方向旋转,旋片在弹簧力和离心力作用下,紧贴壁面滑动,这样使吸气工作室扩大,气体被吸入。当旋片转至垂直状态时,吸气完毕。转子继续旋转,气体逐渐被压缩,压强升高,以至超过排气阀片上的压强,吸入气体开始排出。泵在工作时,旋片始终将泵腔分为

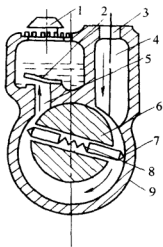


图 2-18 旋片真空泵的工作原理

- 1—排气口 2—排气阀片
- 3—吸入口 4—吸入管
- 5—排气管 6—转子
- 7—旋片 8—弹簧
- 9—泵体



吸气、排气两个工作室,转子每旋转一周,有 2 次吸气和排气过程。

旋片泵的主要部分浸没于真空油中,以便密封各部件间隙得到润滑。该泵可以达到较高的真空度。抽气速率较小,适于抽出干燥气体或含少量可凝性蒸汽的气体。

## (二) 水环真空泵

图 2-19 所示为水环式真空泵简图。在泵壳内有一偏心安装的叶轮,上有辐射状叶片。泵内注有一定量的水。当叶轮旋转时,在离心力作用下将水甩至壳壁形成水环。水环具有密封作用,使叶片间的空隙形成大小不同的密封室。当小室增大时,气体从吸入口吸入,当小室从大变小时,气体从压出口排出。

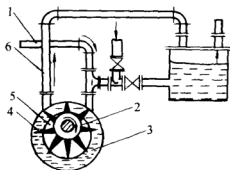


图 2-19 水环式真空泵

1—吸入管 2—吸入口 3—水环  
4—叶轮 5—排出口 6—排出管

国产的水环泵有 SZ 系列,属于一般的粗真空设备,

其特点是可抽吸带水蒸气的气体。在其运转时,要不断地充水以维持泵内液封,并起冷却作用。食品工业上常用于真空封罐和真空浓缩等作业。

## (三) 往复真空泵

往复真空泵的结构和工作原理与往复泵类似,只是真空泵在低压下运行,吸排气阀门必须更加轻巧,启闭灵活。往复式真空泵可直接用来获得粗真空,其极限真空一般在 1 333Pa 左右。此类泵的优点是具有较大的抽气速率。在食品工业上,可用在食品的真空浓缩,真空干燥等真空度要求不高的场合。

## (四) 喷射真空泵

喷射真空泵是利用高速流体射流时,静压能转换为动能而造成的真空,将气体吸入泵体。在泵内吸入的气体与射流流体混合,气体及工作流体一并喷射出泵体,其结构如图 2-20 所示。

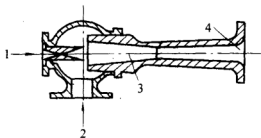


图 2-20 单级蒸汽喷射泵

1—工作蒸汽入口 2—气体吸入口 3—混合室 4—压出口

喷射泵的工作流体可以是水,也可以是蒸汽。单级蒸汽喷射泵可以达到 90% 的真空度,为要获得更高的真空度,可以采用多级蒸汽喷射泵。喷射泵结构简单,无运动部件,但效率很低,工作流体消耗很大。

## 练 习 题

1. 用  $20^{\circ}\text{C}$  水测定某台离心泵的性能,实验中,当流量为  $12\text{m}^3/\text{h}$  时,泵出口处压力表读数为  $3.7 \times 10^5 \text{Pa}$  (表压),泵入口处真空表读数为  $2.7 \times 10^4 \text{Pa}$ 。压力表与真空表之间的垂直距离为  $0.4\text{m}$ ,泵的轴功率为  $2.5\text{kW}$ 。若吸入管与排出管的直径相等,两侧压口间管路的流动阻力可忽略不计,试求该泵的扬程和效率。

2. 用内径  $100\text{mm}$  的钢管从江中取水送入一蓄水池中。水由池底进入,池中水面高出江面  $30\text{m}$ 。管路的长度(包括局部阻力的当量长度在内)为  $60\text{m}$ 。水在管内的流速为  $1.5\text{m/s}$ 。今库存有下列 4 种规格的离心泵。问能否从库存中选用一台泵? 已知管路的摩擦因数  $\lambda = 0.028$ 。

泵	A	B	C	D
流量/(L/s)	17	16	15	12
压头/m	42	38	35	32

3. 某食品厂需将  $20^{\circ}\text{Bx}$  的蔗糖溶液在  $21.4^{\circ}\text{C}$  下从开口贮槽利

用泵送至高位,流量为  $72.7\text{L}/\text{min}$ 。输送管子为 1" 的镀锌管,管路长度为  $30\text{m}$ ,其中装有 4 只  $90^\circ$  弯头。贮槽内液面离地面高度为  $3\text{m}$ ,管子排出口离地面高为  $12\text{m}$ ,排出压强为  $3.5 \times 10^4\text{Pa}$  (表压)。求选泵所需的扬程和功率。已知泵的效率为  $60\%$ ,另  $20^\circ\text{Bx}$  糖液在  $21.4^\circ\text{C}$  下的相对密度为  $1.081$ ,黏度为  $1.9\text{mPa}\cdot\text{s}$ 。

4. 某离心泵的允许吸上真空度为  $7.7\text{m}$ 。吸入管路内水的流速为  $4\text{m}/\text{s}$ ,压头损失为  $9.8 \times 10^3\text{Pa}$ 。若该泵安装在海拔高度为  $600\text{m}$  处,输送水温为  $30^\circ\text{C}$ 。试求泵的安装高度。

5. 将水从水井打到水塔中去。要求流量为  $70\text{t}/\text{h}$ ,水井和水塔的水面稳定,其间的垂直距离为  $20\text{m}$ ,水井水面与地面的距离为  $6\text{m}$ ,试解决下列问题:

- (1) 选择输水管;
- (2) 选一合适的泵;
- (3) 决定泵的安装位置;
- (4) 求泵的轴功率和电机功率。

6. 一台双动活塞泵的冲程为  $300\text{mm}$ ,活塞直径为  $200\text{mm}$ ,活塞杆直径为  $50\text{mm}$ ,活塞往复次数为  $125\text{次}/\text{min}$ 。现用该泵将密度为  $1080\text{kg}/\text{m}^3$  的糖液从贮槽送至高出糖液面  $20\text{m}$  的配料塔,塔内压强为  $3.4 \times 10^5\text{Pa}$  (表压),贮槽为敞开,外界气压为  $9.9 \times 10^4\text{Pa}$ ,管路总压头损失为  $12\text{m}$ 。试问:

- (1) 当泵内有  $10\%$  糖液漏损时,泵的实际流量是多少?
- (2) 当泵总效率为  $75\%$  时,轴功率为多少?

7. 一离心通风机出口处的表压为  $9.8 \times 10^3\text{Pa}$ ,入口处的真空度为  $196\text{Pa}$ ,空气温度为  $20^\circ\text{C}$ ,送风量为  $4000\text{m}^3/\text{h}$ 。吸入管与排气管的内径分别为  $300\text{mm}$  和  $250\text{mm}$ 。若风机的效率为  $90\%$  时,求其全风压和所需的轴功率。

8. 某干燥设备需输送流量为  $5200\text{m}^3/\text{h}$ ,温度为  $230^\circ\text{C}$  的热空气(相应的密度为  $0.69\text{kg}/\text{m}^3$ )。系统所需全风压为  $4 \times 10^3\text{Pa}$ 。现工厂有一台旧风机,在特性曲线上查得当  $q_v = 5200\text{m}^3/\text{h}$  时,其相应的全风压为  $4.7 \times 10^3\text{Pa}$ 。问该风机是否合用?

9. 单级、单动往复压缩机的气缸内径为 180mm, 活塞冲程为 200mm, 往复次数为每分钟 240 次, 余隙系数为 0.05, 排气系数为体积系数的 85%。现需向某设备提供表压为 0.45MPa 的空气 80kg/h。压缩机进口的空气温度为 20℃, 压强为 0.1MPa(绝压)。空气压缩为多变过程, 多变指数为 1.25。试问压缩机能否满足生产的要求?

## 第三章 非均相混合物的分离

### 基础理论和知识

1. 筛析、粒度、平均粒度、标准筛等。
2. 重力沉降、离心沉降、斯托克斯定律、沉降槽、旋风分离器等。
3. 滤饼、过滤介质、恒压过滤、恒速过滤、过滤常数等。
4. 离心过滤、离心沉降、离心分离、分离因数、离心机等。
5. 压榨速率、出汁率、压榨机等概念。

### 基本技能及要求

1. 熟练地掌握非均相混合物分离的各种方法、计算程序和相关操作。
2. 了解各种分离设备的类型和工作特点。

食品生产中,许多物料都是以各种组分的混合物形式出现的,其状态可能是气相,也可能是液相或固相。为了把它们分开或把其中一种或多种组分从原始混合物中分离出来,就必须采用接触和分离的方法。例如,原料在加工之前需经过分离提纯或净化;生产中的废气、废液在排放以前,应将其中所含的有害物质尽量除去,以减轻环境污染,如大豆浸取操作中的浆液沉淀分离等。根据混合物性质的不同需要采用不同的分离方法。

按其性质,混合物一般可以划分为两大类:均相混合物与非均相混合物。前者的分离,往往是借助于分子本身物理化学性质的不同和分子的质量传递进行的,例如汽液相的蒸馏分离法,依赖于从一相向另一相的分子扩散或汽化;液液相的萃取分离过程,是由于两种液相具有完全不同的化学性质,因而能够根据不同的物理化学性质,以分子为基元使混合物分离;以及液固的浸取过程也是由于分子的物理化学性质不同,以分子为基元进行分离的;后者的分离,则是借助于机械-物理的作用力来实现的,包括重力、离心力以及流体流动所产生的动力等。由于作用力对粒子和流体所产生的效果不同,使

得粒子与流体分离。非均相混合物的特点是体系内都包括一个以上的相,相界面两侧的物质性质并不相同。其分离实质就是将不同的相分开,因此一般都可以通过机械方法实现。大小不等且密度不同的颗粒混合物可用分级沉降的方法分开;大小不同的颗粒也可用筛分方法;悬浮液可以用过滤方法分离成液体与固体渣两部分;气体中所含的灰尘则可以利用重力、离心力或在电场中将其除去;采用压榨的方法可以从甘蔗中榨取糖汁等。

本章将主要讨论非均相混合物的机械分离方法。有关均相混合物的分离方法,将在其他章节中详细讨论。这里不再赘述。本章将按下述分类就非均相混合物的分离方法展开讨论。

### 1. 筛分

气固相或液固相混合物的初步分离一般可采用筛分的方法。因为它简单方便,处理量大。有时,筛分还用于固体物料的颗粒大小分级。

### 2. 沉降

沉降分离方法在食品生产中经常遇到。颗粒在流体中受到力的作用,将发生沉降,而聚集在一起,使得流体中颗粒浓度发生改变,原来含量均匀的混合物变成含量相差很大的两部分。

### 3. 过滤

当液体中粒子的含量较少,而又需要进一步分离时,常采用过滤分离的方法。过滤时,流体流过许多小孔道,需分离的粒子被这些小孔道拦住,清液从孔道中流出。

### 4. 离心分离

依靠设备的旋转而产生的离心力,使固体颗粒从混合物中分离的方法叫离心分离。由于可产生较大的离心力,因此对较小颗粒的分离很有效。

### 5. 压榨

当混合物中固体所占的比重很大而又不易流动时,可采用压榨的方法,使液体从固体中分离出来。

## 第一节 筛 分

筛分是广泛使用的一种机械分离操作。它的主要操作对象是固体颗粒。因此,有必要先对固体的颗粒表示方法做一介绍。

### 一、固体颗粒表示法

#### (一) 颗粒大小及形状

颗粒的大小也称为粒度,一般用颗粒的直径来表示。粗颗粒的直径用 mm 量度,细颗粒常用标准筛的筛孔号表示,至于非常细的颗粒则以  $\mu\text{m}$  来量度。

一般,粗颗粒可采用直接测量的方法获得粒度值。而采用标准筛测量时,所获得的粒度值是大量颗粒的平均直径。标准筛为包括一系列具有不同大小孔眼的筛,若得知一种颗粒能通过某一号筛而截留于相邻的另一号孔眼较小的筛上,则此颗粒的直径便可定出,一般即视为等于此两号筛孔的平均值。对于非常细的颗粒,则将样品置于显微镜之下,用光学微米尺逐个量度,并取平均值。另外还有一种测量粒度的方法,与以上方法不同,它是对颗粒系统测定其与粒度有关的性质,后经演算得出粒度值。如沉降法,无论是重力沉降还是离心沉降,测定其满足一定条件时等速运动的沉降速度,再由沉降速度推算其直径。此种方法应用非常广泛。

对于形状匀称的球形颗粒,粒度可直接用直径来表示。但现实中的颗粒大多是非球形的,为了表示和计算的方便,常将它转化成球形颗粒进行估算,即用当量直径来表示粒度。

非球形颗粒当量直径的规定法有多种,由于颗粒的大小特性主要取决于其体积、表面积、投影面积或线长。根据所取的基准不同,就有不同的当量直径表示法。其中以体积为基准的当量直径最为常见,即与颗粒体积相等的一个圆球的直径,称为体积当量直径。即:

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{6V_p}{\pi}}$$

式中  $d_v$ ——非球形颗粒的体积当量直径；

$V_p$ ——非球形颗粒的体积。

本章对于非球形颗粒的计算都基于体积当量直径的表示法。

颗粒形状也是颗粒性质之一。根据不同的使用目的，可以定义各种形状指数，如球形度、圆形度、体积充满度和表面粗糙度等。在分离过程中应用较多的为球形度，它表示颗粒接近球体的程度。最早的定义是由 Wadell 提出的：

$$\phi_w = \frac{S_s}{S_p} = \frac{4\pi\left(\frac{6V_p}{\pi}\right)^{2/3}}{S_p} \quad (3-1)$$

式中  $S_s$ ——与实际颗粒体积相等的球体的表面积；

$S_p$ ——颗粒的表面积。

对于形状不规则的颗粒，当测定其表面积有一定困难时，可采用近似的或实用的球形度，即：

$$\phi_y = \frac{D_H}{D_{\min}} \quad (3-2)$$

式中  $D_H$ ——与颗粒投影面积相等的圆的直径， $D_H = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}$  ( $S$  为球表面积)；

$D_{\min}$ ——颗粒投影的最小外接圆的直径，其值可用圆形筛目近似地表示。

显然，圆球的球形度等于 1，而同体积的物体中以圆球的表面积最小，故非球形颗粒的球形度均小于 1。正立方体的球形度等于 0.805，直径与高度相等的圆柱体的球形度等于 0.874。经粉碎后的物料，其值多为 0.6~0.7。

## (二) 粒度分布

一个颗粒系统由许多大小不同的颗粒所组成，即多分散颗粒系统。因此，粒度测量工作面对的是大量颗粒的统计研究，也就是说，



要测量颗粒系统的颗粒大小的分布。

表示粒度分布数据的形式有 3 种：

### 1. 表格形式

表示粒度分布最简单的方法是表格。表格中可列出各个粒度范围的百分含量。各个粒度范围的百分含量,在数值上又分微分型和积分型两种,前者称为频率分布,如表 3-1 所示;后者称为累积分布,如表 3-2 所示。在表 3-1 和表 3-2 上列出了两种基准的百分含量,即个数基准和体积(或质量)基准,除了这两种基准,实用上还可有长度基准和面积基准。由表 3-1 可见,用一种颗粒系统,不同基准的粒度分布差别甚大。

表 3-1 频率分布

颗粒大小 $\mu\text{m}$	质量分数 /%	颗粒百分数 /%	颗粒大小 $\mu\text{m}$	质量分数 /%	颗粒百分数 /%
<20	6.5	19.5	35~40	14.3	7.6
20~25	15.8	25.6	40~45	8.8	3.6
25~30	23.2	24.1	>45	7.5	2.4
30~35	23.9	17.2			

表 3-2 累积分布

颗粒大小 $\mu\text{m}$	累计质量分数/%		累计颗粒百分数/%	
	大于该颗粒 大小范围	小于该颗粒 大小范围	大于该颗粒 大小范围	小于该颗粒 大小范围
<20	100.0	6.5	100.0	19.5
20~25	93.5	22.3	80.5	45.1
25~30	77.7	45.5	54.9	69.2
30~35	54.5	69.4	30.8	86.4
35~40	30.6	83.7	13.6	94.0
40~45	16.3	92.5	6.0	97.6
>45	7.5	100.0	2.4	100.0

对于表格数据还必须指出的是：

(1) 上述表格中粒度范围,如 $<20\mu\text{m}$ ,应不包括 $20\mu\text{m}$ ;  $20\sim 25\mu\text{m}$ ,应包括 $20\mu\text{m}$ ,但不包括 $25\mu\text{m}$ 。这样,每个粒度范围的中值,正好为上、下限之和除以2,如 $20\sim 25\mu\text{m}$ 的中值等于 $22.5\mu\text{m}$ 。

(2) 各个粒度范围的中值,可按计算级数递增,如表3-1和表3-2所示;也可按几何级数递增,这时应使得粒度范围的间隔大小除以其中值保持常数。我们举微孔筛分为例说明这一点:筛孔大小按几何级数 $1, \sqrt{2}, 2, \sqrt{2}, 4, \dots, 64$ 递增。各个粒度范围取 $0.14\sim 1.18, 1.18\sim 1.68, 1.68\sim 2.36, \dots, 53.7\sim 75.5\mu\text{m}$ ,则各档的间隔大小除以其中值为一常数0.34。

## 2. 图示形式

为了研究颗粒系统的粒度分布,以便分析、认识 and 解释,图示形式比起表格形式有其突出的优点,即结果显而易见,易于理解。

图示类型很多,但在粒度分析中主要用两种,即直方图 and 线形图,所用坐标轴有算术坐标、半对数坐标 and 对数概率坐标。

制作直方图有三种方法:

第一种是对每一粒度范围做一矩形条,其高度与各粒度范围内的颗粒数(或质量、面积、长度)成正比,如图3-1。

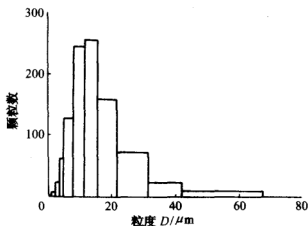


图 3-1 颗粒数频率直方图

第二种方法比第一种用得广些,所做矩形条,取其面积,与各粒度范围的颗粒百分数成正比,如图3-2所示。这种方法,不管所

计颗粒总数(或总质量、总面积、总长)是多少,各直方图相互间可以比较。

如果所计颗粒数目足够多时,由直方图可画出一条平滑曲线,这时就成为线形图,图 3-2 上也画出了此曲线,通常称谓频率分布曲线。

第三种也是较为常用的方法,乃是绘制累积型直方图和累积分布曲线,如图 3-3。

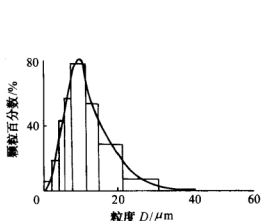


图 3-2 频率分布图

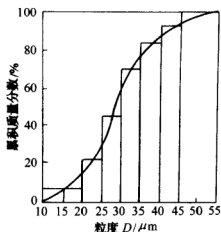


图 3-3 累计分布图

这种方法有两个好处:①从图上可直接读出中位径;②可直接得出任何一个粒度范围的颗粒百分数。

### 3. 函数形式

图示形式虽然直观,但是制作比较麻烦。采用函数形式来表示粒度分布,可以很方便地计算与粒度有关的参数。函数形式获得的粒度分布可迅速求出各种平均粒度值,以及进行各种基准变换。因此,一直为人们所重视。

目前研究比较多的函数形式有三种:①正态分布函数;②对数正态分布函数;③Rosin-Rammler 分布函数。还有一些不常见的函数,如:Gates-Gaudin-Schumann 分布函数、Gaudin-Meloy 分布函数以及 Weibull 分布函数、Pearson 方程和 Harris 三参数方程等。

### (三) 颗粒的平均直径

单个颗粒可用直径来表示其大小,对于颗粒群,其直径为一范围,因此只能用平均直径来描述。平均直径的表示方法很多,根据不同的使用目的有不同的计算公式。最常用的有如下几种。

#### 1. 算术平均直径

算术平均直径的计算最简单。它是将样品中全部颗粒的直径相加,然后除以颗粒的总数。此法在用计数与量度法测量颗粒直径时,使用最方便。设样品中直径为  $d_i$  的颗粒共有  $n_i$  个,则算术平均直径为:

$$d_{\text{Lm}} = \frac{n_1 d_1 + n_2 d_2 + \cdots + n_k d_k}{n_1 + n_2 + \cdots + n_k} = \frac{\sum_{i=1}^k n_i d_i}{\sum_{i=1}^k n_i} \quad (3-3)$$

若颗粒的直径是通过筛析测定的,因筛析结果都表示为样品中平均直径  $d_i$  的颗粒所占的质量分数  $w_i$ ,故要将式(3-3)中的  $n_i$  代以  $w_i$ 。此质量分数  $w_i$  与样品中直径  $d_i$  的颗粒总数、每颗粒的体积、颗粒密度三者之积成正比,故得:

$$w_i = k n_i d_i^3 \rho_s$$

式中  $k$ ——比例常数;

$\rho_s$ ——颗粒的密度。

由此式得:

$$n_i = \frac{w_i}{k \rho_s d_i^3} \quad (3-4)$$

将式(3-4)代入式(3-3),化简后得:

$$d_{\text{Lm}} = \frac{\sum_{i=1}^k \frac{w_i}{d_i^2}}{\sum_{i=1}^k \frac{w_i}{d_i^3}} \quad (3-5)$$

若所考虑的颗粒主要性质与其直径有关,则上述算术平均直径正好体现此点,因为它正好等于所有颗粒的直径的算术平均值。

#### 2. 表面积平均直径

若颗粒的主要性质与其表面积直接有关,则应定出一种平均直

径,使具有此直径的一个颗粒的表面积,正好等于所有颗粒的表面积的平均值。这种直径称为表面积平均直径,以符号  $d_{Am}$  代表。如下式:

$$\pi d_{Am}^2 \sum_{i=1}^k n_i = \sum_{i=1}^k n_i \pi d_i^2 \quad (3-6)$$

$$d_{Am} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k n_i d_i^2}{\sum_{i=1}^k n_i}} \quad (3-7)$$

将式(3-4)代入式(3-7)化简后得:

$$d_{Am} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k \frac{w_i}{d_i}}{\sum_{i=1}^k \frac{w_i}{d_i^3}}} \quad (3-8)$$

### 3. 体积平均直径

体积平均直径是使具有此直径的一个颗粒的体积,正好等于所有颗粒的体积的平均值。用符号  $d_{Vm}$  表示。

$$d_{Vm} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^k n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^k n_i}} \quad (3-9)$$

及

$$d_{Vm} = \sqrt[3]{\frac{1}{\sum_{i=1}^k \frac{w_i}{d_i^3}}} \quad (3-10)$$

### 4. 体积表面积平均直径

定出一种平均直径,使具有此直径的一个颗粒,其比表面(单位体积颗粒的表面积)等于所有颗粒的比表面的平均值。它又称沙得(Sauter)平均直径,以符号  $d_{VAm}$  代表,根据此定义,可列出:

$$\frac{\pi d_{VAm}^2}{\frac{\pi}{6} d_{VAm}^3} = \frac{\sum_{i=1}^k n_i \pi d_i^2}{\sum_{i=1}^k n_i \cdot \frac{\pi}{6} d_i^3}$$

于是

$$d_{VAm} = \frac{\sum_{i=1}^k n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^k n_i d_i^2} \quad (3-11)$$

将式(3-4)代入式(3-11),化简后得:

$$d_{VAm} = \frac{1}{\sum_{i=1}^k \frac{w_i}{d_i}} \quad (3-12)$$

例 3-1 如下表所示的粒度分布数据,试计算算术平均直径、表面积平均直径、体积平均直径和体积表面积平均直径。

粒度范围/ $\mu\text{m}$	0~20	20~40	40~60	60~80	80~100	100~120
颗粒计数	5	20	50	106	95	88
粒度范围/ $\mu\text{m}$	120~140	140~160	160~180	180~200	200~220	220~240
颗粒计数	52	26	10	6	4	2

解:对表中每一粒度范围,取其平均值作为该范围的代表性粒度(即中值)。则:

(1) 算术平均直径:

$$d_{Lm} = \frac{\sum_{i=1}^k n_i d_i}{\sum_{i=1}^k n_i} = \frac{43\,600}{464} = 93.97(\mu\text{m})$$

(2) 表面积平均直径:

$$d_{Am} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k n_i d_i^2}{\sum_{i=1}^k n_i}} = \sqrt{\frac{4\,748\,800}{464}} = 101.17(\mu\text{m})$$

(3) 体积平均直径:

$$d_{Vm} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^k n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^k n_i}} = \sqrt[3]{\frac{5.832 \times 10^8}{464}} = 107.92(\mu\text{m})$$

(4) 体积表面积平均直径:

$$d_{VAm} = \frac{\sum_{i=1}^k n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^k n_i d_i^2} = \frac{5.832 \times 10^8}{4\,748\,800} = 122.81(\mu\text{m})$$

## 二、筛 分

### (一) 筛分原理

根据固体颗粒大小用筛进行分离的单元操作叫做筛分。筛分过

程中,通过筛孔的物料称为筛过物,未能通过的称为筛留物。经筛分后所得的每一部分分级物,其颗粒大小都较原来的均匀。

筛分操作是将颗粒料或粉粒料通过一层或数层带孔的筛面,使物料按宽度或厚度分成若干粒度级别。在筛分过程中,为了达到物料筛分分离的目的,必须具备3个基本条件:

- (1) 被筛物与筛面接触;
- (2) 筛孔的形状和大小合适;
- (3) 被筛物与筛面之间有适宜的相对运动。

### 1. 筛分效率

筛的有效性用筛分效率表示,它既与小于分割直径的颗粒的通过率有关,而且与大于分割直径的颗粒的截留率有关。因此,筛分效率定为此两者的乘积。理想筛分效率等于1,而实际筛的筛分效率都小于1。筛分效率是从数量上评价筛分过程的指标,其定义式为:

$$\eta = \frac{m'}{m\omega}$$

式中  $m$ ——筛分物料的总质量;

$m'$ ——筛下物料的总质量;

$\omega$ ——筛分物料中可筛下的物料的质量分数。

理想的筛要求做到筛留物中最小的颗粒刚好大于筛过物中最大的颗粒。标明这两部分物料的大小的界线称为分割直径  $d_c$  (指当量直径)。实际的筛不可能达到这种一刀切的效果。筛留物中有些颗粒的直径小于  $d_c$ ,而筛过物中有些颗粒的直径却大于  $d_c$ ,因此,某些直径的颗粒在两处中都出现而发生重叠。同一个筛,分离圆球形颗粒的有效性比分离纤维状或针状物料的大得多。对于同一种物料,加料速率太快或筛平面倾斜度太大都会因分离时间过短而使效果下降。筛网磨损也可能使不应通过的颗粒通过,筛孔堵塞则截留住更多应能通过的颗粒,物料中的水分可引起颗粒结团而减小通过率。上述各种影响因素的作用都体现于筛分效率之中。

### 2. 筛的生产能力

筛的生产能力以单位时间能够加到单位面积筛表面上的物料质

量表示。生产能力与筛分效率是相互制约的。若以提高筛的运转速率来提高其生产能力,则会降低筛分效率。颗粒通过筛孔的总机会是它碰到筛网的次数和碰到时通过筛孔的概率两者的函数。若筛超负荷运转,则由于其他颗粒的干扰与阻挡增加,此颗粒碰到筛网的次数减少,通过筛孔的概率亦减小。

颗粒通过筛孔的概率与下列因素有关:筛网上筛孔面积所占的分率,颗粒直径与筛孔净宽度之比,颗粒与筛孔接触的个数。当所有这些因子都固定时,单位时间通过一个筛孔的颗粒平均数便固定,与孔的大小无关。设刚好能通过筛孔的最大颗粒的直径与筛孔的宽度相等,二者均取其为  $d_c$ 。对于目数不同的一系列的筛,单位面积上的孔数与  $1/d_c^2$  成正比,每个颗粒的质量则与  $d_c^3$  成正比,故筛的生产能力,以单位时间所筛过的质量计,应与  $(1/d_c^2)(d_c^3) = d_c$  成正比。因此,在固定操作条件下,筛的生产能力除以筛孔宽度所得之商应为一常数。此原则表明:要分离的颗粒越小,筛分越困难,筛的生产能力亦越小。

## (二) 筛分分析法

筛分除了用于工业上的颗粒分离外,还应用于颗粒大小的分析。筛分分析法是用机械力摇动或振动样品使之通过一系列一级比一级小的筛孔,并称量每个筛面上保留的样品质量。进行筛析时,将几个标准筛以筛孔大小为序从上到下叠置起来,筛孔最小的一个筛底下置一个无孔的盘——底盘。样品加于顶端的筛上,均衡地摇动一定的时间,然后将截留在每个筛面上的颗粒取出称重,于是每一号筛上所截留的样品质量分数即可算出。筛分完成后,还应检查各级样品的质量总和与取样量的差值,不应超过 1%~2%,否则需要重新取样分析。

筛析主要有两种操作:干筛和湿筛。在实际应用中,200 目以下的物料采用湿筛,200 目以上的物料采用干筛。因为细物料的表面与颗粒间的能产生静电力,容易使物料团聚,湿筛时,液体能打破团聚颗粒,也能疏通被堵塞的筛孔。用筛分法分析粉碎物粒度分布时,其运动形式、筛分时间、载荷量以及使用的筛分设备都应该标准



化。选用的标准筛的筛孔大小都经过严密检定。筛网是用金属丝制成的,孔一般为正方形。而且网面上都规定了孔的数目。不同的筛制,网面上的孔数也不同。世界上比较通行的标准筛制为泰勒(Tyler)标准筛制。此种筛的筛号即为筛网上每英寸的孔数,我国称为“目”数。它既规定了某一号筛筛网上每英寸的孔数,又规定出其网线的直径,则每孔大小便固定下来。例如 100 号(目)筛上每英寸筛网有 100 孔,网线的直径规定为  $0.01\text{cm}(0.0042\text{in})$ ,故筛孔的宽度为  $(1/100 - 0.0042) = 0.0058\text{in} = 0.147\text{mm}$ 。又此系列中某一号筛孔的面积正好 2 倍于号数较大的邻近一号筛孔的面积,即孔眼的宽度是按  $\sqrt{2}$  倍而递变的。亦有按  $\sqrt[4]{2}$  倍递变的系列筛号,但很少用到。其他筛制还有德国标准筛制(DIN)、英国标准筛制(BS)、日本标准筛制(JIS)以及我国的标准筛制(GB 6003—1985)。

### 三、筛分设备

筛面是筛分操作中最基本的设备,其筛孔形状根据物料的厚度或宽度而确定。例如按物料的宽度筛分时可选择圆形筛孔,而按厚度筛分时可考虑用长方形筛孔,筛选三角形物料时可选用的三角形筛孔,有效筛分面积比圆形筛孔提高 3 倍。

工业用筛面常用金属丝网、开孔(圆形、方形、长条形)金属板以及纤维或蚕丝所织成的网制成。筛孔大小的范围自 100mm 至 400 目,但比 100 目为小的便很少用,因为小于 100 目的颗粒常采用其他方法分离较为经济合理。

筛分操作的基础是物料和筛面的相对运动。对于固定筛面而言,要求物料具有初始速度,或者通过重力产生初始速度。而对于大多数筛分设备而言,要求筛面依靠运动以获得物料和筛面的相对运动。筛分效果主要决定于颗粒粒度分布、颗粒形状、其表面特性和流动性,以及筛眼的形状、筛子的运动方式、筛面上的负荷和物料在筛子上的停留时间等。用于筛分的设备根据筛子结构,可分为两类:旋转筛和平筛。前者的典型类型是滚筒筛,后者则是以摇动筛为主。下面逐个做简单的介绍。

### (一) 滚筒筛

为促进颗粒状或小块物料通过筛孔,筛网要做适当运动。一种运动是将筛作为圆筒形,称滚筒筛,它是旋转筛的一种,如图 3-4 所示。筛筒绕水平面成约  $5^{\circ}$  倾角的轴回转,需要筛分的物料被送入圆筒内,筛过物从筛筒四周排出。此种筛适用于分离较粗的物料和易流动性的物料。物料的停留时间与斜度和转速有关。转速不能过高,应小于最高转速值,否则达不到分离的效果。

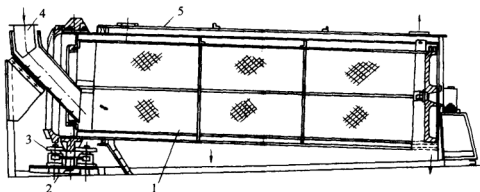


图 3-4 滚筒筛

1—带孔圆筒 2—支撑轮 3—止推轮 4—加料漏斗 5—外壳

### (二) 摇动筛

分离较细的料则采用平板筛较为有效。图 3-5 所示的摇动筛为平板筛的一种,它的筛网是平放的或略做倾斜,操作时利用偏心轮使筛网做往复运动。物料从筛的一端送入,筛过物经筛孔落下,筛留

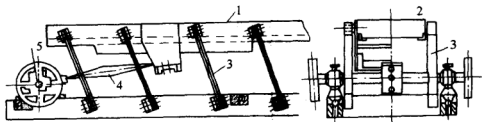


图 3-5 摇动筛

1—外壳 2—筛 3—弹簧杆 4—连接杆 5—偏心轮

物顺筛移动,最后从另一端送出。平板筛根据带动机构不同可选择不同的运动方式,如转动、震动和簸动等。

## 第二节 沉 降

沉降是食品生产中经常采用的分离方法之一。通过沉降操作,可以除去流体中的粒子,得到不含杂质的净化液体,或者是从废液中回收产品;对悬浮在流体中的颗粒进行分级,还可获得大小不同、密度不同的颗粒部分;以及应用于悬浮液的增稠、废气净化等。沉降是利用分散相和连续相之间的密度差,使分散相相对于连续相运动而实现分离的单元操作。根据受力性质的不同可把沉降分为重力沉降和离心沉降;重力沉降适用于分离较大的颗粒,离心沉降可以分离较小的颗粒。

### 一、重 力 沉 降

#### (一) 球形颗粒自由沉降

沉降单元操作中,假想颗粒与容器壁以及其他粒子之间有足够的距离,其沉降过程不受容器壁以及周围颗粒的影响,称为自由沉降方式。通常情况下,当粒径与容器直径的比值小于1:200或溶液中粒子的浓度小于0.2%(体积)时,器壁和其他颗粒对沉降的影响小于1%,可认为此时为自由沉降。颗粒受重力作用而发生沉降时叫重力沉降。在重力场内,一个颗粒在静止的流体中降落时,共受到三个力的作用:重力 $F_g$ 、浮力 $F_b$ 和阻力 $F_D$ 。重力与浮力之差是使颗粒发生沉降的作用力;阻力是流体介质阻碍运动的力,其作用力与颗粒运动方向相反。沉降作用力减去阻力,使颗粒产生一加速度 $a$ ,令 $m$ 为颗粒的质量,则有:

$$(F_g - F_b) - F_D = ma$$

#### 1. 球形颗粒自由沉降速度方程的推导

对于给定的颗粒和流体,重力和浮力的大小都已确定,阻力则与降落的速度有关。初始时,颗粒的降落速度和所受阻力皆为零,颗粒下降加速度最大。随着降落速度的增加,阻力也相应增大,直到与沉

降作用力相等。此时,颗粒受力达到平衡,加速度也减为零,颗粒匀速下降,此时的速度称为沉降速度。

由上可知,单个颗粒在静止流体中的沉降过程可划分为 2 个阶段:第一阶段为加速运动,第二阶段为等速运动。考虑到小颗粒的加速阶段极短,通常可以忽略,整个降落过程可以认为都在沉降速度下进行。以直径为  $d_p$  的球形颗粒的沉降为例,分析其受力情况:

$$F_g = mg = \frac{\pi}{6} d_p^3 \rho_s g;$$

$$F_b = \frac{\pi}{6} d_p^3 \rho g$$

颗粒在静止流体中以一定速度运动和流体以一定速度流过静止颗粒,都是流体与固体之间的相对运动,其阻力的性质是相同的。所以,颗粒沉降的阻力可以采用与第一章中流体流动阻力相类似的公式来表示。令  $\zeta$  为阻力系数,  $v_0$  为沉降速度,  $S$  为颗粒在垂直于沉降方向的平面上的投影面积,  $S = \frac{\pi d_p^2}{4}$

$$F_D = \zeta \cdot \frac{\pi d_p^2}{4} \cdot \frac{\rho v_0^2}{2}$$

达到恒定的沉降速度时,  $F_g - F_b = F_D$ , 于是:

$$\frac{\pi d_p^3}{6} (\rho_s - \rho) g = \zeta \cdot \frac{\pi d_p^2}{4} \cdot \frac{\rho v_0^2}{2}$$

解得:

$$v_0 = \sqrt{\frac{4 d_p (\rho_s - \rho) g}{3 \rho \zeta}} \quad (3-13)$$

式(3-13)为球形颗粒自由沉降速度的表达式。

## 2. 球形颗粒的阻力系数

使用式(3-13)计算沉降速度要先知道阻力系数  $\zeta$ , 它反映颗粒运动时流体对颗粒的曳力,故也称为曳力系数。用因次分析法可以导出  $\zeta$  是流体与颗粒相对运动时雷诺数  $Re$  的函数:

$$\zeta = f(Re) \quad (3-14)$$

而

$$Re = \frac{d_p v_0 \rho}{\mu} \quad (3-15)$$

在计算雷诺数时,  $d_p$  应为足以表征颗粒大小的当量直径。对球形颗粒而言, 即为直径;  $\mu$  为流体的黏度。

函数式(3-14)的具体形式, 也和管内流动流体的阻力系数关系式一样, 随流体状况而异。颗粒运动时所受的阻力由两部分构成, 即表皮阻力与形体阻力。颗粒速度很小时, 流体呈层流, 与球做相对运动, 并在球的左右两侧绕过, 在球表面所形成的边界层很薄, 没有旋涡出现, 流体对球的曳力主要是黏性曳力即表皮摩擦[图 3-6(a)]。若速度增加, 便有旋涡出现, 即发生边界层分离[图 3-6(b)], 表皮曳力的作用逐渐让位于形体曳力。开始时旋涡所形成的尾流几乎遮住球的整个后半部。若速度再增大, 则流体从层流过渡到湍流, 但边界层内的流体仍可能为层流。及至形成湍流边界层, 则流体的速度必然非常大, 此时流体反而不易发生倒流, 边界层分离较难, 以至于分离点后移到球的背面, 形成的尾流反而比以前小。

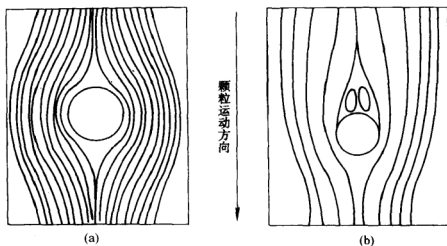


图 3-6 球在流体中运动所引起的流体质点运动路线  
(a) 无边界层分离 (b) 有边界层分离

根据实验结果做出的阻力系数与雷诺准数的关系如图 3-7 所示, 其变化规律可以分为 4 段, 用不同的公式表示。第一段的表达式是准确的, 其他几段的公式则是近似的。

(1) 流动为层流 ( $Re < 1$ ):

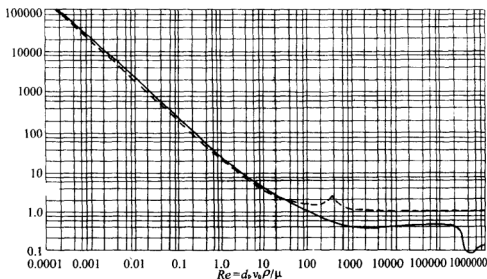


图 3-7 球形颗粒(实线)和圆盘形(虚线)颗粒沉降的阻力系数

$$\zeta = \frac{24}{Re} \quad (3-16)$$

此式称为斯托克斯(Stokes)阻力定律。

(2) 流动为过渡状态 [ $Re = 1 \sim 500$ , 这一范围也称为阿伦(Allen)区]:

$$\zeta = \frac{18.5}{Re^{0.6}} \quad (3-17)$$

(3) 流动为湍流 ( $Re = 500 \sim 200\,000$ , 这一范围也称为牛顿区):

$$\zeta = 0.44 \quad (3-18)$$

(4)  $Re > 2 \times 10^5$  后,  $\zeta$  剧然下降, 在  $Re = (3 \sim 10) \times 10^5$  范围内可近似取:

$$\zeta = 0.1 \quad (3-19)$$

实际上, 雷诺数超过  $2 \times 10^5$  的第 4 段在沉降操作中一般是达不到的。

将式(3-16)、式(3-17)、式(3-18)逐个代入式(3-13), 可以得到下列计算沉降速度的公式。

(1) 流动为层流:

$$v_0 = \frac{d_p^2(\rho_s - \rho)g}{18\mu} \quad (3-20)$$

(2) 过渡状态:

$$v_0 = 0.269 \sqrt{\frac{d_p g (\rho_s - \rho) Re_0^{0.6}}{\rho}} \quad (3-21a)$$

或

$$v_0 = 0.153 \left[ \frac{gd_p^{1.6}(\rho_s - \rho)}{\rho^{0.4}\mu^{0.6}} \right]^{0.714} = 0.781 \left[ \frac{d_p^{1.6}(\rho_s - \rho)}{\rho^{0.4}\mu^{0.6}} \right]^{0.714} \quad (3-21b)$$

(3) 流动为湍流:

$$v_0 = 1.74 \sqrt{\frac{d_p g (\rho_s - \rho)}{\rho}} \quad (3-22)$$

式(3-20)也称为斯托克斯定律。沉降操作中所涉及的颗粒直径  $d_p$  一般很小,  $Re$  常在 0.3 以内, 故此式很常用。

用图 3-7 的曲线求  $\zeta$ , 再用式(3-13)计算  $v_0$ , 要先知道  $Re$ ; 若直接用式(3-20)至式(3-22)中之一计算  $v_0$ , 也要根据  $Re$  来选定合用的一个。然而, 由于  $v_0$  未知,  $Re$  不能预先算出。解决的办法如下:

一种是试差法。先假设沉降属于层流区, 利用斯托克斯定律[式(3-20)]计算  $v_0$ , 然后将此  $v_0$  代入式(3-15)核算  $Re$ , 如  $Re > 1$ , 便根据其大小改用相应的公式(3-21a)或公式(3-22)另行计算  $v_0$ 。新算出的  $v_0$  也要核验, 直至确认所用的公式合适为止。

另一种方法是摩擦因数群法, 先求取一个不包含  $v_0$  的数群之值, 然后再求得  $v_0$ 。由式(3-13)得:

$$v_0^2 = \frac{4d_p^2(\rho_s - \rho)g}{3\rho\zeta}$$

由式(3-15)有:

$$Re_0^2 = \frac{d_p^2 v_0^2 \rho^2}{\mu^2}$$

从以上两式中消去  $v_0^2$  可得:

$$\zeta Re_0^2 = \frac{4d_p^3 \rho (\rho_s - \rho) g}{3\mu^2} \quad (3-23a)$$

令  $Ar = (3/4)\zeta Re_0^2$  ( $Ar$  称为阿基米德准数), 则有:

$$Ar = \frac{d_p^3 \rho (\rho_s - \rho) g}{\mu^2} \quad (3-23b)$$

由于  $\zeta$  是  $Re_0$  的函数, 故  $Ar$  与  $Re$  也有对应的函数关系, 整理实验数据, 对球形颗粒的准数关系可用下式表示:

$$Re_0 = \frac{Ar}{18 + 0.6 \sqrt{Ar}} \quad (3-24)$$

它适用于  $Re \leq 2 \times 10^5$  的全部范围, 而且较其他关系式更准确。在计算  $v_0$  时, 先从已知量用式(3-23b)算出  $Ar$ , 再用式(3-24)求得  $Re_0$ , 最后由  $Re_0$  反算  $v_0$  即可。

例 3-2 在温度为 311K、压强为 101.3kPa 的空气中, 一直径为  $20\mu\text{m}$  的油滴自由沉降。油的密度为  $900\text{kg/m}^3$ 。求该油滴的自由沉降速度。

解: (1) 试差法: 查表知 311K、101.3kPa 下的空气密度为  $1.137\text{kg/m}^3$ , 黏度为  $1.90 \times 10^{-5}\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。雷诺数与沉降速度的关系为:

$$Re = \frac{d_p v_0 \rho}{\mu} = \frac{2.0 \times 10^{-5} \times 1.137 v_0}{1.9 \times 10^{-5}} = 1.197 v_0$$

假设属于层流区,

$$v_0 = \frac{d_p^2 (\rho_s - \rho) g}{18\mu} = \frac{(2.0 \times 10^{-5})^2 (900 - 1.137) \times 9.8066}{18 \times 1.9 \times 10^{-5}} = 0.01031 (\text{m/s})$$

验证,  $Re = 1.197 \times 0.01031 = 0.0123 < 1$ , 属于层流区, 计算正确。

(2) 摩擦因数法:

$$\text{阿基米德准数 } Ar = \frac{d_p^3 \rho (\rho_s - \rho) g}{\mu^2} = 0.2221$$

则可知雷诺数为:  $Re = \frac{Ar}{18 + 0.6 \sqrt{Ar}} = 0.012148 < 2 \times 10^5$ , 因此该公式适用。



$$\text{于是有 } v_0 = \frac{Re \times \mu}{d_p \rho} = \frac{0.012148 \times 1.9 \times 10^{-5}}{2.0 \times 10^{-5} \times 1.137} = 0.01015 (\text{m/s})$$

以上两种计算方法所得结果很接近,说明,两种方法的计算误差小。

## (二) 实际沉降

上述计算沉降速度的方法,是在下列条件下建立的:①颗粒为球形。②颗粒沉降时彼此相距较远,互不干扰。③容器壁对颗粒沉降的阻滞作用可以忽略。④颗粒直径不能小到受流体介质分子运动的影响。但实际上的沉降过程与之有所不同,受到其他颗粒、颗粒自身的形状以及容器壁的影响。

### 1. 干扰沉降

自由沉降讨论的是单颗粒在静止流体中沉降的理想沉降方式。但实际沉降过程是颗粒群在流体中的相对运动,颗粒在沉降中互相干扰,尤其是当颗粒含量大时,其沉降受到其他颗粒的影响,沉降速度减小,这称为干扰沉降。多数情况下,需要沉降的颗粒量很大,周围的颗粒会影响单个颗粒的运动,沉降速度减小,此时称为干扰沉降。每个颗粒周围流体的速度梯度都必然受到周围颗粒的影响。在液体中,向下沉降的颗粒取代了液体的位置,使液体产生了相当明显的向上的速度。因此颗粒与流体的相对速度显著高于颗粒与设备本身的相对速度。

一般而言,颗粒干扰沉降的速度比用前述方法算出的值要小。原因有二:一是颗粒实质上是在密度与黏度都比清液为大的悬浮体系内沉降,所受的浮力与阻力都比较大;二是颗粒向下沉降时,流体被置换而向上运动,阻滞了靠得很近的其他颗粒的沉降。混合物中颗粒的体积百分数超过0.1,干扰沉降的影响开始显著。因此,干扰沉降的速度可先用自由沉降速度的算法估算,然后根据颗粒的浓度对所用的流体密度及黏度进行校正。

### 2. 非球形颗粒的沉降

食品生产中许多物料的颗粒形状是不规则的。颗粒形状和球形之间的差异程度可以用球形度来表示。球形度越大,表示颗粒的形

状与球形的差异越大。分析非球形颗粒的沉降速度时,除了要考虑其形状特点以外,还要考虑其方位,例如针形颗粒直立着沉降与平卧着沉降,其阻力显然大有区别。对于形状较为普通的颗粒,已通过实验做出一些专门表示其  $\zeta$  与  $Re_0$  关系的曲线,其形式与图3-7相似,使用方法亦同,但颗粒的直径应采用以投影面积为准的当量直径,即与颗粒在垂直于沉降方向上的投影面积相等的一个圆的直径。亦可先假设颗粒为球形,算出沉降速度后再按其球形度校正之,但有些颗粒形状差别很大而球形度却相近,同时此法又未能考虑方位的影响,故所得结果也是很粗略的。

### 3. 壁面效应

当颗粒的直径( $d_p$ )对于沉降设备的直径( $d_{pl}$ )来说是比较大的时候,设备对颗粒会产生显著的阻滞作用,即为壁面效应。容器壁增加了沉降时的阻力,使沉降速度降低。当  $d_p/d_{pl} < 0.05$ , 而且沉降处于层流区时,则可用斯托克斯定律[式(3-16)]算出的自由沉降速度乘以以下壁面效应引起的修正因子  $K_w$ :

$$K_w = \frac{1}{1 + 2.1 \frac{d_p}{d_{pl}}}$$

## (三) 固体颗粒的分级

根据固体颗粒的流速或固体颗粒在流体中的沉降速率,可以把颗粒分成几部分。实现固体颗粒的分级分离的方法主要有两种,分别是沉-浮法和分级沉降法。

### 1. 沉-浮法

沉-浮法是使用一种密度介于重颗粒和轻颗粒之间的液体。在这种液体介质中,重颗粒下沉,轻颗粒上浮。这种分离方法的效果与颗粒的大小无关,仅取决于两种物料的相对密度。由于大多数固体的密度都较大,所以在沉-浮法中所用的液体密度要大于水。但是几乎没有这样的液体既便宜又无腐蚀性,故而采用了所谓的假液体。这种假液体是由水和悬浮在水中的极其细小的固体颗粒组成的。这些颗粒的相对密度较大,如方铅石及磁铁矿石等。

沉-浮法也是一种干扰沉降。改变介质中细颗粒的量能使介质

的有效密度在很大范围内变化。此技术一般应用于精选矿石和清洗煤块。由于介质中的细颗粒直径很小,其沉降速度可以忽略,所以悬浮液相当稳定的。

## 2. 分级沉降法

按照固体颗粒在介质中的沉降速度不同,把固体颗粒分成大小不同的几部分的分离方法称为分级沉降法。在这种方法中,介质密度要低于待分离的两种物质中的任何一种。在食品工业中,此法常用以将粗细不同的颗粒按大小分成几部分。

将沉降速度不同的两种颗粒倾到向上流动的水流中,若水的流速介于二者的沉降速度之间,则沉降速度较小的那部分颗粒便被漂走而分出;另一种方法是将悬浮于流体中的混合颗粒送入截面积很大的室中,流道扩大使流体线速度变小,悬浮液在室内经过一定时间后,其中的颗粒沉降到室底,其中沉降速度大的集于室的前部,沉降速度小的则集于室的后部。

若有密度不同的  $a$ 、 $b$  两种颗粒要用分级沉降法分离,而且两种颗粒的直径范围都很大。则由于密度大而直径小的颗粒与密度小而直径大的颗粒可具有相同的沉降速度,使两种颗粒并不能完全分离。因此要定出能达到完全分离的两种颗粒的直径比  $d_{pb}/d_{pa}$ ,可利用沉降速度的关系式。

沉降速度可按斯托克斯定律计算。当  $a$ 、 $b$  两种颗粒达到相同的沉降速度时有:

$$\frac{d_{pa}^2(\rho_a - \rho)g}{18\mu} = \frac{d_{pb}^2(\rho_b - \rho)g}{18\mu}$$

$$\text{故} \quad \frac{d_{pb}}{d_{pa}} = \left( \frac{\rho_a - \rho}{\rho_b - \rho} \right)^{1/2} \quad (3-25)$$

式中的  $\rho_a$  及  $\rho_b$  分别为  $a$ 、 $b$  两种颗粒的密度。

将以上结论推广应用于其他流动状况的区间,还可得到如下的通式:

$$\frac{d_{pb}}{d_{pa}} = \left( \frac{\rho_a - \rho}{\rho_b - \rho} \right)^n \quad (3-26)$$

式(3-26)中的  $n$ ,在层流区为  $1/2$ ,湍流区为  $1$ ,过渡状态则在  $1/2$  与  $1$  之间[按式(3-17)可推算出  $n=1/1.6$ ]。

例 3-3 采用分级沉降法分离两种不同密度的颗粒(a)和(b)。它们的粒度分布为  $5.21 \times 10^{-6} \sim 2.50 \times 10^{-5} \text{m}$ 。在 293.2K 的水中自由沉降。其中(a)的相对密度为 2.65, (b)的相对密度为 7.5。可视为球形颗粒计算, 试求沉降所得各部分的粒度分布。

解: 查表可知 293.2K 的水的密度为  $998 \text{kg/m}^3$ , 黏度为  $1.005 \times 10^{-3} \text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

假设沉降处于层流区, 可以验证最大雷诺数为:

$$\begin{aligned} v_0 &= \frac{d_{p, \max}^2 (\rho_{sb} - \rho) g}{18\mu} \\ &= \frac{(2.50 \times 10^{-5})(7500 - 998) \cdot 9.8066}{18 \cdot 1.005 \times 10^{-3}} = 2.203 \times 10^{-3} (\text{m/s}) \end{aligned}$$

可计算得出  $Re_{\max} = 0.0547$ , 属于层流区。

纯颗粒 b 的区域应满足: 所有颗粒 a 中沉降最快者应小于纯颗粒 b 中沉降最小者, 于是:

$$\begin{aligned} \frac{d_{pb}}{2.50 \times 10^{-5}} &= \left( \frac{2650 - 998}{7500 - 998} \right)^{0.5} \\ d_{pb} &= 1.260 \times 10^{-5} \text{m} \end{aligned}$$

纯颗粒 a 的区域应满足: 纯颗粒 a 中沉降最快者应小于所有颗粒 b 中沉降最小者, 于是:

$$\begin{aligned} \frac{5.21 \times 10^{-6}}{d_{pa}} &= \left( \frac{2650 - 998}{7500 - 998} \right)^{0.5} \\ d_{pa} &= 1.033 \times 10^{-5} (\text{m}) \end{aligned}$$

分离后得到下面三部分产品:

- (1) 纯颗粒 a 粒度范围:  $5.21 \times 10^{-6} \sim 1.033 \times 10^{-5} \text{m}$ 。
- (2) 混合物粒度为: 颗粒 a,  $1.033 \times 10^{-5} \sim 2.50 \times 10^{-5} \text{m}$ ;  
颗粒 b,  $5.21 \times 10^{-6} \sim 1.260 \times 10^{-5} \text{m}$ 。
- (3) 纯颗粒 b 粒度范围:  $1.260 \times 10^{-5} \sim 2.50 \times 10^{-5} \text{m}$ 。

## 二、离心沉降

根据式(3-13)可知, 要提高沉降速度只能增加颗粒与介质的密度差或减少阻力系数。但是, 颗粒和介质的密度随体系的确定而不

易变化的。阻力系数与流体运动状态有关。为达到更为有效的分离,最好能获得较大的沉降推动力。利用离心力则很好地解决了这个问题。颗粒的离心力由旋转而产生,转速愈大,离心力亦愈大。因此,对于那些在重力沉降器中不能很快沉降或根本不沉降的粒子,常常可利用离心力将其从流体中分离出来。有时由于颗粒和流体的密度很接近或者由于缔合力的作用使组分聚在一起,如乳浊液,而导致重力分离速度减慢。这个问题在牛奶中提取奶油的工艺操作中尤为突出。若用重力分离法需要几个小时,而在奶油分离器中用离心分离法仅需几分钟就可完成。用离心分离法广泛应用于食品工业的许多部门,如啤酒制造业、植物油的生产、鱼蛋白的浓缩、果汁生产中除去果渣等等。

当颗粒以一定的速度沿着设备中心轴做圆周运动时,会受到一向心力的作用。但颗粒的惯性却促使它脱离圆周轨道而沿切线方向飞出,此种惯性力即所谓的离心力,它与向心力大小相等而方向相反。离心力的作用方向是沿旋转半径从圆心指向外,其大小为:

$$F_c = ma_r = \frac{mv_t^2}{r}$$

式中  $m$ ——颗粒的质量;  
 $a_r$ ——离心加速度;  
 $v_t$ ——颗粒的切线速度;  
 $r$ ——旋转半径。

颗粒在旋转的流体介质中因受离心力而运动时,其路径成弧形,如图 3-8 中的虚线 ACB 所示。当其位于距旋转中心 O 的距离为  $r$  的点 C 处时,其切线速度为  $v_t$ ,径向速度为  $v_r$ 。绝对速度即为此二者的合速度  $v$ ,其方向为弧形路线在点 C 处的切线方向。

离心力使颗粒穿过运动中的流体逐渐远离旋转中心。然而,正如颗粒在重力场所受的净重力等于其所受重力减去它所排开的流体所受的重力(即颗粒所受浮力),颗粒在离心力场所受的作用力亦等于它所受的离心力减去它所排开的流体所受的离心力。若颗粒

为球形,则作用力为:

$$F = \frac{\pi d_p^3}{6} (\rho_s - \rho) \frac{v_t^2}{r}$$

上式中的  $d_p$  为颗粒直径,  $\rho_s$  与  $\rho$  分别为颗粒与流体介质的密度。

颗粒运动中所受的介质阻力如下:

$$F_D = \zeta \frac{\pi d_p^2}{4} \frac{\rho v_t^2}{2}$$

阻力的方向与作用力相反,即指向旋转中心。

令上述两力的大小相等,可以解出达到力平衡时的离心沉降速度  $v_r$ :

$$v_r = \sqrt{\frac{4d_p(\rho_s - \rho)v_t^2}{3\zeta\rho r}} \quad (3-27)$$

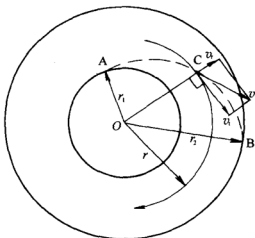


图 3-8 颗粒在旋转流体中的运动

$v_r$  与重力作用下的沉降速度  $v_0$  相当。值得注意之处是:  $v_r$  并非颗粒运动的绝对速度,而是绝对速度在径向上的分量。颗粒实际上是沿着半径逐渐扩大的螺旋轨道前进的,如图 3-8 上的虚线所示。

颗粒与流体介质的相对运动属于层流时,阻力系数  $\zeta$  亦可用式(3-16)表示,将此式代入式(3-

27),化简后即得:

$$v_r = \frac{d_p^2(\rho_s - \rho)}{18\mu} \left( \frac{v_t^2}{r} \right) \quad (3-28)$$

与重力沉降速度  $v_0$  相比,可知:

(1) 在形式上,式(3-28)和式(3-20)的区别仅在于场强度,前者是离心加速度  $v_t^2/r$ ,后者是重力加速度  $g$ ;

(2) 颗粒沉降方向,前者背离旋转中心,后者则是垂直向下;

(3) 离心力与径向位置  $r$  有关,不是常数,因此离心沉降速度  $v_r$  也与  $r$  有关,不是恒定的常数。而重力沉降速度  $v_0$  为常数。

式(3-28)和式(3-20)相比,有:

$$\frac{v_r}{v_0} = \frac{\frac{v_t^2}{r}}{g} = K_c$$

$K_c$  为两力场下沉降速度的比值,或两个力场强度之比,称为分离因数,是离心分离设备的重要指标。例如  $r=0.4\text{m}$ ,  $v_t=20\text{m/s}$ ,则可算出  $K_c=102$ ,表明同一颗粒,在上述条件下,离心沉降速度要比重力沉降速度大得多。

### 三、沉 降 设 备

#### (一) 降尘室

从气流中分离尘粒最简易的方法是利用重力沉降,其设备为降尘室,如图 3-9 所示。它的主要优点是结构简单、造价低;阻力小,通常为  $50\sim 150\text{Pa}$ ;运行可靠,没有磨损部件;可处理的量大或高温的气体。缺点是分离效率低,一般只用于捕集  $50\sim 100\mu\text{m}$  的粒子,且占地面积大。

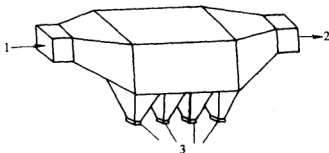


图 3-9 降尘室

1—气体入口 2—气体出口 3—集尘斗

设入口处含尘气流内的颗粒沿入口截面上分布均匀,气体进入沉降室后,因流通截面扩大,其速度逐渐减慢。在重力场作用下,尘

粒一方面随气流向水平方向运动,其速度和气流速度  $v$  相同。另一方面在重力作用下以沉降速度  $v_0$  垂直向下运动,从而聚集在沉降室底部。只要含尘气体通过降尘室所经历的时间大于或等于尘粒从室顶沉降到室底所需时间,尘粒便可分离出来。

根据图 3-10 可以分析降尘室的性能,沉降室的长宽高分别用  $L$ 、 $B$ 、 $H$  来表示。颗粒在室内的停留时间为:

$$t_1 = \frac{L}{v}$$

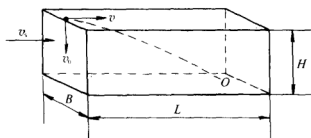


图 3-10 颗粒在降尘室中的运动

位于降尘室最高点的颗粒沉降至室底的时间为:

$$t_0 = \frac{H}{v_0}$$

故颗粒能沉降而分离出的条件是:

$$\frac{L}{v} \geq \frac{H}{v_0}$$

根据极限条件  $v = Lv_0/H$ , 则含尘气体的最大处理量为:

$$V_s = HBv = BLv_0 = S_0 v_0$$

由上式可见,含尘气体的处理量为降尘室的底面积  $S_0$  与沉降速度  $v_0$  之积,而与降尘室的高度无关。因此,降尘室一般做成扁平形,且分成多层,即室内以水平隔板分割成若干层,又称为多层降尘室。这样可以大大提高含尘气体的处理量,减小设备体积。但在设计隔板间距时应考虑出灰的方便,因为沉积在隔板上的粉尘很难清除。同时,气流速度过大时又容易再次扬起已经沉降的粉尘。所以,在设计沉降室时,通常选定流速为  $0.3 \sim 3\text{m/s}$ ,对于密度较小的颗粒



应尽量选用较低的流速。

降尘室可能分离的最小颗粒直径,可根据斯托克斯定律来计算。一般情况下,颗粒在降尘室中为自由沉降方式,当处理量为  $V_s$  时能分离出的颗粒最小直径  $d_{p,\min}$  可有:

$$v_0 = \frac{gd_{p,\min}^2(\rho_s - \rho)}{18\mu} = \frac{V_s}{S_0}$$

$$d_{p,\min} = \sqrt{\frac{18\mu}{g(\rho_s - \rho)} \cdot \frac{V_s}{S_0}}$$

降尘室属于低效率的设备,只适用于分离粗颗粒(一般指直径在  $75\mu\text{m}$  以上的颗粒),或作为预分离的设备。如果需要处理的气量很大,而颗粒较粗,且容易磨损设备时,则采用降尘室是合理的。例如从炉气中分离尘粒,可以先经过降尘室除去大部分粗颗粒,然后再进入较为高效的除尘设备(如旋风分离器等)进一步降低含尘量。

## (二) 沉降槽

沉降槽主要用于处理悬浮液。它利用重力沉降从悬浮液中分离出清液而留下沉渣。沉降槽的工作原理,可以结合间歇沉降试验来解释。将配制好的稀悬浮液倒进玻璃圆筒中[图 3-11(a)]。开始时颗粒均匀分布整个试验筒;随后,颗粒开始沉降,筒内便出现 4 个区域[图 3-11(b)]:A 区里已没有颗粒,称为清液区。B 区里的悬浮液浓度均匀而且与原来悬浮液浓度大致相同,称为等浓度区。此两区界面(A、B 间界面)下降速度是恒定的,即为等浓度区内颗粒的沉降速度。C 区里愈往下颗粒愈大,浓度也愈往下愈高,称为变浓度区。D 区由沉降最快的大颗粒以及其后陆续沉降的颗粒构成,浓度也最大,称为沉聚区。

随着沉聚过程的进行,A 区与 D 区逐渐扩大,B 区则逐渐缩小以至消失[图 3-11(c)]。A、C 间界面下降的速度逐渐变慢,到后来 A、C 间界面也消失,全部颗粒集中于 D 区[图 3-11(d)],称为达到了临界沉降点。自此以后,颗粒再沉降的结果是沉渣被压紧,挤出的液体升入清液区,所以 D 区又称为压紧区。若悬浮液中的颗粒大小很不均匀,沉聚过程中可能没有等浓度区出现,即没有相当于图中 B

区及图(b)这个阶段,A、C间界面下降的速度一开始就逐渐变慢。

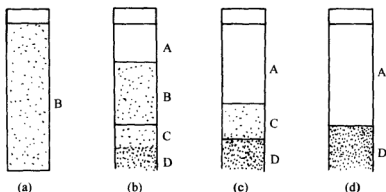


图 3-11 间歇沉降过程中不同区域的变化

A—清液区 B—等浓度区 C—变浓度区 D—沉聚区

沉降槽通常为圆形、方形、锥形。根据操作方式的不同可分为间歇式、半连续式和连续式3种。

间歇式沉降槽实际上是上述间歇沉降试验用的玻璃筒放大的了的设备。料浆装入槽内静置足够时间以后,用泵或虹吸管将清液抽出,并打开桶底的口将沉渣放出。也可以在沉降槽的不同高度上装几个侧管,以便引出清液,沉渣则从槽底放出。

半连续式沉降槽是使料液连续地进入设备,一边流动一边沉降分离,澄清液连续从顶部流出,但沉渣则是间歇地从槽底排除。由于它具有很大的沉降面积,因此生产能力较大。

连续沉降槽的进料、排清液、排沉渣都是连续进行的。图3-12所示的是其典型的构造。料浆由位于中央的进料口送到液面以下0.3~1.0m处,在尽可能的减小扰动的条件下沿径向散开,迅速分散到整个槽截面上。固体颗粒向下沉降,清液向上流动,达到槽顶的溢流堰以上便自动流出,称为溢流。沉渣由转动缓慢的耙汇集到底部的卸料锥处排出,排出的浓浆为底流。

在正常操作下,连续沉降槽内亦有不同的区域存在,如清液区、沉降区和沉淀区。操作达到稳定以后,单位时间所通入的料浆量等于排出的清液量与沉渣量之和,则各区域的高度维持恒定,不同于前

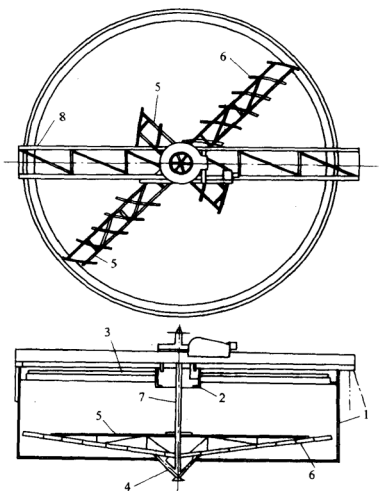


图 3-12 连续式沉降槽

- 1—圆形槽 2—进料口 3—溢流堰 4—卸料锥  
5—耙 6—叶片(刮刀) 7—垂直轴 8—机械支架

述间歇沉降槽中各区域的高度随时间而变。连续沉降槽的直径小者为数米,大者可达到 100m 以上;高度却都在几米以内;耙的转速不等:小槽约 1r/min,大槽只有 0.1r/min;排出的沉渣中液体含量仍达 50%。如果处理量大但浓度较低的悬浮液应采用沉降槽增稠以后再送去过滤,从而减轻过滤设备的负荷,节省动力消耗。

为强化沉降槽的操作,可提高颗粒悬浮物的沉降速度。通过在

悬浮液中加入少量电解质,往往有助于胶体颗粒的沉淀,并促进絮凝现象发生。另外将悬浮液加热以降低其浓度,亦可提高颗粒的沉降速度。

不论是间歇的、半连续的或连续的沉降槽,其生产能力均与沉降槽的高度无关,而决定于沉降面积和沉降速度。这是重力沉降设备的共同特征。沉降槽的高度可根据槽内要积存的沉渣量由经验决定。

### (三) 旋风分离器

以上介绍的都是利用重力作用分离颗粒的方法。为了实现更为有效的分离,还是应该利用离心力。下面将介绍利用离心力分离气体和液体的两种常见设备:旋风分离器和旋液分离器。首先介绍旋风分离器。

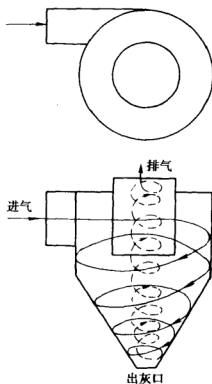


图 3-13 旋风分离器

#### 1. 构造与工作原理

旋风分离器是利用离心沉降原理从气流中分离出颗粒的设备。如图 3-13 所示,旋风分离器器体上部为圆柱形,下部为圆锥形。气体进口管与圆柱顶部相接并与圆柱相切,气体出口管从圆柱顶部上方中心插入。

含尘气体自进气管以切线方向进入分离器内,成旋转运动。气流所形成的旋流产生离心力,沿径向把颗粒抛向壁面。气体进入旋风分离器后,沿着器壁以螺旋线形的路线向下流动。当气体接近圆锥形的底部时再向上折回,在圆锥和圆筒的中部沿较小的螺旋线向上流动,因此,旋风分离器内出现两个旋流,向上和向下的旋流的旋转方向却是

相同的。颗粒被抛向器壁,碰到器壁后落下,从圆锥底部的排气管排出,净化的气体从中央的出气口流出。直径很小的颗粒常在未达到器壁前即被卷入上旋气流而被气流带出。

气体通过进气口的速度为  $10 \sim 25 \text{ m/s}$ , 一般采用  $10 \sim 20 \text{ m/s}$ , 所产生的离心力可以分离出小到  $5 \mu\text{m}$  的颗粒及雾沫。因此旋风分离器在生产中使用很广,并常用于厂房的通风除尘系统。它的缺点是对气流的阻力较大,处理有磨蚀性的颗粒时易被磨损。

旋风分离器内的压力,在器壁附近最高,越往中心压力越低,到达气芯处则降为负压,低压气芯一直延伸到出灰口。因此,分离器的底部出灰口处一定要完全密封,以免漏入空气而使收集于锥形底的灰尘被重新卷起。

旋风分离器各部分的尺寸都有一定比例。只要规定其中一个主要尺寸(直径  $d$  或进气口宽度  $b$ ),则其他各部分的尺寸亦确定。由于气体通过进气口的速度变动不大,故每一型号的旋风分离器,它所能处理的气体体积流量(亦即其生产能力)的变化范围较窄。

## 2. 旋风分离器的性能

评价旋风分离器的性能指标主要有:临界直径  $d_{pc}$ 、分离效率以及器内压降。下面分别讨论。

(1) 临界直径  $d_{pc}$ 。临界直径  $d_{pc}$  是指能被旋风分离器完全分离的最小颗粒直径。为推导临界直径的计算公式,做下列简化假设:①颗粒与气体在旋风分离器内的切线速度  $v_t$  恒定,与所在的位置无关,且等于在进口处的速度  $v_i$ ;②颗粒沉降过程中所穿过的气流最大厚度等于进气口宽度  $B$ (参见图 3-14);③颗粒与气流的相对

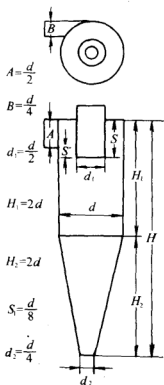


图 3-14 一种类型旋风分离器的尺寸比例

运动为层流。

由假设③可知颗粒在旋风分离器中的沉降速度可用式(3-28)表示。由于式中的  $\rho$  比  $\rho_s$  小得多,故可忽略,而且用进口速度  $v_i$  代替切线速度  $v_t$ ,旋转半径  $r$  取平均值  $r_m$ ,则:

$$v_{tc} = \frac{d_p^2 \rho_s v_i^2}{18 \mu r_m}$$

由假设②,颗粒到达器壁以前在径向上运行的最大距离等于进气口宽度  $B$ ,故得:

$$\text{沉降时间 } \tau_t = \frac{B}{v_{tc}} = \frac{18 \mu r_m B}{d_p^2 \rho_s v_i^2}$$

令气体进入排气管以在筒内旋转的圈数为  $N$ ,则运行的距离为  $2\pi r_m N$ ,故得:

$$\text{停留时间 } \tau_r = \frac{2\pi r_m N}{v_i}$$

只要  $\tau_r \geq \tau_t$ ,颗粒便可以从气流中分离出来。如令  $\tau_r = \tau_t$ ,则此时对应的粒径就是能被旋风分离器分离出的最小粒径——临界  $d_{pc}$ 。有公式推导:

$$\frac{18 \mu r_m B}{d_{pc}^2 \rho_s v_i^2} = \frac{2\pi r_m N}{v_i}$$

$$\text{解出: } d_{pc} = \sqrt{\frac{9 \mu B}{\pi N v_i \rho_s}} \quad (3-29)$$

式(3-29)中气体旋转圈数  $N$  的值,曾有人建议取 0.5~3,但对于图 3-14 所示的细长器身,经实际核算知  $N$  大约等于 5。

例 3-4 已知含尘气体中尘粒密度为  $230 \text{ kg/m}^3$ ,气体温度为  $500^\circ\text{C}$  ( $\mu = 0.036 \text{ cP}$ ),流量为  $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ 。采用图 3-14 所示形式的旋风分离器,  $d_p = 400 \text{ mm}$ ,其他尺寸按图上所列的比例决定,试估计临界直径  $d_{pc}$ 。

解:应用式(3-29)计算,其中:

$$\mu = 0.036 \times 10^{-3} (\text{N} \cdot \text{s})/\text{m}^2$$

$$B = \frac{d}{4} = \frac{0.4}{4} = 0.1 (\text{m})$$

$$v_i = \frac{V_s}{A_i} = \frac{V_s}{AB} = \frac{V_s}{\frac{d}{2} \frac{d}{4}} = \frac{8V_s}{d^2} = \frac{8 \times 1\,000/3\,600}{(0.4)^2}$$

$$\therefore d_{pc} = \sqrt{\frac{9\mu B}{\pi N v_i \rho_s}} = \sqrt{\frac{(9)(0.036 \times 10^{-3})(0.1)}{\pi(5)(13.9)(2300)}} = 8 \times 10^{-6}(\text{m}) = 8(\mu\text{m})$$

(2) 分离效率。旋风分离器的分离效率有两种表示法,一是粒级效率,另一是总效率。

粉尘中含有大小不同的颗粒,通过旋风分离器后,各种大小不同的颗粒被分离出的百分数各不相同,按颗粒大小分别表示出其被分离的百分率(一般按质量分率计),即为粒级效率。根据临界直径的定义,直径大于或等于  $d_{pc}$  的颗粒,粒级效率均为 1。又因式(3-29)是按照颗粒降落行程为最大距离  $B$  来确定能分离的直径  $d_{pc}$ ,但有些颗粒在进入筒内时与筒壁的距离可能小于  $B$ ,其直径虽比  $d_{pc}$  小亦可能被分离。由式(3-29)可知能分离的直径与此颗粒距筒壁的距离的 1/2 次方成正比。设进入时离筒壁距离为  $B'$  的颗粒中,直径为  $d_p$  的都能被分离,则:

$$\frac{d_p}{d_{pc}} = \sqrt{\frac{B'}{B}}$$

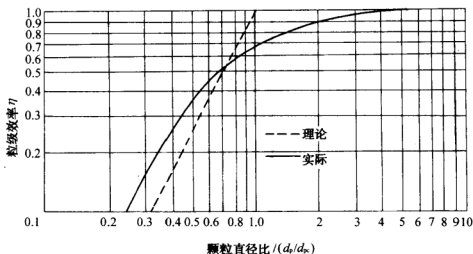


图 3-15 粒级效率与  $d_p/d_{pc}$  的关系

又设大小不同的颗粒进入分离器时的分布是完全均匀的,则与筒壁距离小于  $B'$  的各种直径的颗粒所占的质量分率为  $B'/B$ 。这部分颗粒中直径等于  $d_p$  的都能被分离,即  $\eta = B'/B$ ,故得:

$$\frac{d_p}{d_{pc}} = \sqrt{\eta}$$

或 
$$\eta = \left( \frac{d_p}{d_{pc}} \right)^2$$

式中的  $\eta$  即为直径等于  $d$  的颗粒的粒级效率。

根据上面的推论可知:若标绘粒级效率  $\eta$  对  $d_p/d_{pc}$  的关系,则在  $d_p/d_{pc} \geq 1$  时,为相当于  $\eta = 1$  的水平线。若  $d_p/d_{pc} < 1$  时,在对数坐标上为斜率等于 2 的直线。即图 3-15 上用虚线表示的折线,这是理论上的关系线。对图 3-14 旋风分离器实测的曲线为图中的实线。直径大于  $d_{pc}$  的颗粒有一部分受气体涡流的影响没有到达筒壁,或沉降后又被重新卷起,其粒级效率便不到 1;直径小于  $d_{pc}$  的颗粒有一部分由于沉降过程中聚结成大颗粒等原因,其粒级效率则较理论上能达到者为大。

进入旋风分离器的全部粉尘中实际上能被分离出来的总质量分率,称为总效率。总效率不仅与旋风分离器的粒级效率有关,还与进入粉尘的粒度分布有关。粉尘的浓度亦有影响,浓度大则易聚结,总效率会有所提高。下面举例说明根据粒度分布与粒级效率计算总效率的方法。

例 3-5 气体中所含粉尘的粒度分布如下表所示:

颗粒直径/ $\mu\text{m}$	0~5	5~10	10~15	15~20	20~25
质量分数	0.02	0.05	0.14	0.38	0.19
颗粒直径/ $\mu\text{m}$	25~30	30~40	40~50	50~60	60~70
质量分数	0.12	0.05	0.03	0.01	0.01

采用图 3-14 旋风分离器进行分离,其粒级效率可采用图 3-15 的曲线计算。已估计出临界粒径  $d_{pc} = 8\mu\text{m}$ ,计算可能达到的总效率。



解：计算过程与结果列如下表：

①	②	③	④	⑤	⑥
颗粒直径 范围/ $\mu\text{m}$	平均直径 $d_p/\mu\text{m}$	质量分数	$d_p/d_{pc}$ ②/8	粒级效率 由④从图 3-15上读出	总效率 ③×⑤
0-5	2.5	0.02	0.31	0.16	0.003
5-10	7.5	0.05	0.94	0.63	0.032
10-15	12.5	0.14	1.56	0.80	0.112
15-20	17.5	0.38	2.19	0.90	0.342
20-25	22.5	0.19	2.81	0.94	0.179
25-30	27.5	0.12	3.43	0.96	0.115
30-40	35	0.05	4.38	0.99	0.05
40-50	45	0.03	5.63	1.00	0.03
50-60	55	0.01	6.88	1.00	0.01
60-70	65	0.01	8.12	1.00	0.01
		1.00			0.88

求得总效率为 0.88。

(3) 压降(即流动阻力)。气体通过旋风分离器的压强降可用下式表示：

$$\Delta p_f = \frac{\zeta \rho v_i^2}{2} \quad (3-30)$$

即把分离器看做一局部阻力。式中的阻力系数  $\zeta$ ，对形式不同或尺寸比例不同的设备各不相同，要通过试验测定。标准旋风分离器的阻力系数  $\zeta = 8.0$ 。对于图 3-14 的类型，已整理出下列经验式：

$$\zeta = \frac{16AB}{d_{v1}^2} \quad (3-31)$$

试验设备所包括的尺寸比例范围如下： $H/d_p = 4$ ， $A/d_p = 1/4 \sim 1/2$ ， $B/d_p = 1/12 \sim 1/4$ ， $d_{p1}/d_p = 1/4 \sim 1/2$ 。试验中又测知，排气管插入筒内的深度  $S$  在  $3A$  以内时，对阻力损失并无显著影响。旋风分离器的阻力损失一般在  $300 \sim 2000 \text{Pa}$  ( $30 \sim 200 \text{mmH}_2\text{O}$ ) 范围内。

### 3. 旋风分离器的选型

图 3-14 所示是过去常用的一种标准类型,其结构尺寸比例的影响研究较充分,可作为分析的典型。试验表明,其锥形部分的高度  $H_2$  比筒形部分的高度  $H_1$  重要,  $H_2$  增大则效率亦增,但  $H_2$  增到  $2d_p$  以后,效率便不再增,故推荐采用  $H_2 = 2d_p$ , 而  $H > 3d_p$ 。减小排气管直径  $d_{pl}$  可以提高效率,但阻力亦增大,推荐  $d_{pl} = d_p/3 \sim d/2$ 。进气管截面宜做成矩形,使  $A/B \geq 2$ 。排气管插入筒内的深度  $S$ ,应使其下口稍低于进气管的下沿,以免进入的含尘气体走短路。据试验知,若  $S/A$  小于 1,效率便急剧下降,但  $S/A$  大于 1 以后,效率并不提高,故此比值只需稍大于 1。

对上述形式加以改进,出现了一些别的形式,其目的在于提高分离效率或降低阻力损失。我国已定型的新形式有 CLT/A、CLP、CLK(扩散式)等。

选择旋风分离器形式及决定其主要尺寸的依据是:生产能力(气体流量)、可允许的压强降、粉尘性质以及要求的分离效率等。具体而言,包括:

(1) 选型时应在高效率与低阻力两者之间做权衡。一般长、径比大且出、入口截面小的设备效率高而阻力大,反之则阻力小而效率低。而且同一形式中尺寸越大,效率将越低,故需根据设备的直径  $d$  估计其分离性能是否合乎要求。若达不到要求则改用直径较小的设备,两个或多个并联操作。

(2) 核算设备的阻力和分离效率。核算总效率要有该型设备的粒级效率曲线与所处理的粉尘(已知其密度)的粒度分布数据。这两种资料常不齐全,因此往往只能参照条件相近的试验结果或实际生产情况进行大致估计。

(3) 旋风分离器在通入的气量比正常明显小时,由于离心力变小,其分离效率会显著下降。故在并联操作的旋风分离器安排输气管路时,要注意使送到每个设备内的气体量相等。

(4) 一般旋风分离器对  $5\mu\text{m}$  以下的颗粒的分离效率都低。要求分离得很彻底时,还可在旋风分离器排气管出口后再连接袋滤器

或湿式除尘装置,对带出的细粉做进一步分离。

许多小直径旋风分离器用并联方式组成整体,装在一个外壳内,称为旋风分离器组。它的分离效果显然比处理同量气体的一个大旋风分离器好。然而,由于气流的分配难于完全均匀,排灰彼此相通易窜灰等原因,其效率不能到达一个小设备单独操作时所能达到的值。

#### (四) 旋液分离器

旋液分离器是一种利用离心力从液流中分离固体颗粒的设备。它的构造及操作原理都与旋风分离器基本上相同。图 3-16 为这种设备的简图。

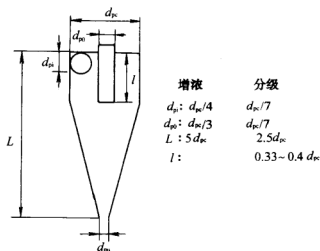


图 3-16 旋液分离器简图

旋液分离器不能将固体颗粒与液体介质完全分开。固体颗粒从下旋液流中甩到器壁后,随液流下降到锥形底的出口,成为较浓的悬浮液排出,称为底流。清液或含有很细颗粒的液体,则成为向上的内旋流经中心管排出,称为溢流。内层旋流中心还有一个空的空气芯。

调节旋液分离器底部出口的开度,可以调节底流量与溢流量的比例,从而使几乎全部或者仅使一部分固体颗粒从底流送出。使小直径颗粒从溢流中送出的操作称为分级。底流量与溢流量之比的调节,还可以控制两部分中颗粒大小的范围。旋液分离器的直径常比较小。其原因在于固、液密度差小,在一定的进口切线速度之下,要

维持必要的分离作用力,应缩小旋转半径,这样离心沉降速度可提高;同时加大锥形部分的高度则增大了液流的行程使停留时间加大。锥形段的倾斜度一般为  $10^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 。

旋液分离器往往是很多个做成一组来使用的。它可从液流中分出直径为几微米的小颗粒,但它作为分级设备的应用更广泛。由于圆筒直径小液体进口速度大(可到  $10\text{m/s}$ )故阻力损失很大,磨损也较严重。

### 第三节 过 滤

过滤是利用能让流体通过而截留固体颗粒的多孔介质(即过滤介质),使混合物得到分离的一种工艺。原始的混合物称为滤浆,通过多孔介质后的清流体称为滤液,被截留住的固体物称为滤渣(或滤饼)。采用过滤作为分离的方法在悬浮液分离的应用中最有效,也最普遍。在食品生产中,采用过滤方法进行分离的操作较多,如油脂精炼中的脱色操作,果汁、牛奶、酒类等的过滤,砂糖生产中去糖汁中的杂质等。

#### 一、概 述

##### (一) 过滤的过程及分类

过滤是分离悬浮液中固、液两相的单元操作。它利用重力或人为的压差使滤浆通过某种多孔性过滤介质,固粒被截留为滤饼,滤液则穿过滤饼和介质,成为清洁的滤液。由此可见,过滤操作的实现必须具备两个前提条件:一是具有实现分离过程所必需的设备(包括过滤介质);二是在过滤介质两侧要保持一定的压强差(推动力)。过滤操作的推动力主要有重力、真空负压力、正压力和离心力。由此,相应产生了重力过滤、真空过滤、加压过滤和离心过滤等过滤方法。重力过滤的压强差由料浆液柱的高度形成,通常约  $50\text{kPa}$  左右;真空过滤的推动力为真空源,常用的真空度为  $53 \sim 80\text{kPa}$ ,有时达  $93\text{kPa}$ ;加压过滤的压强由压缩机或压力泵提供,前者可形成的过滤压强为

50~800kPa,后者一般可达200kPa,特殊情况下可超过此值。离心过滤的压强差则视所产生的离心力的不同而不同,其变化范围较广。

根据过滤介质的孔径大小,还可把过滤分为两大类型:表面过滤和深层过滤。

表面过滤又称为滤饼过滤。固体颗粒的粒径一般比过滤介质的孔道大,当滤浆流向过滤介质时,大于或相等于过滤介质孔隙的固体物以架桥的方式积聚于介质表面,形成滤饼,如图3-17所示,其孔隙通道比过滤介质孔隙更小,能截留住更小的颗粒。在过滤开始时,由于滤饼层还没有形成,很小的颗粒会进入介质的孔道内,其情况与深层过滤相同,部分特别小的颗粒还会通过介质的孔道而不被截留,因此滤液仍是混浊的。在滤饼形成之后,它便成为对其后的颗粒起主要截留作用的介质,滤液才变清。过滤阻力随滤饼的加厚而渐增,滤液滤出的速率亦渐减,故滤饼积聚到一定厚度后,要将其从介质表面上移去。在大多数情况下,滤饼厚度为4~20mm,个别情况下为1~2mm或40~50mm。此种过滤方法适用于处理固体物含量比较大的悬浮液(体积分率在1%以上),可滤出比较多的固体物。本节将主要介绍表面过滤的情况。

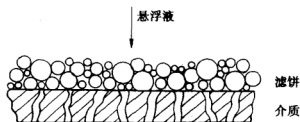


图 3-17 表面过滤

深层过滤时,多数固体颗粒的尺寸比介质孔道的直径小得多,但孔道弯曲细长,颗粒进入之后很容易被截住,而留于介质内部的孔隙中。同时由于流体流过时所引起的挤压与冲撞作用,颗粒会紧附在孔道的壁面上,不会被流体带走,如图3-18所示。这种过滤是在介质内部进行的,介质表面无滤饼形成。过滤用的介质一般采用0.4~2.5mm的砂粒或其他多孔介质,料浆多自上而下流动,但有时采用

自下而上的流动方式的过滤效果更好。深层过滤的过滤速度一般为 $5\sim 15\text{m/h}$ ,其过滤阻力实质上是介质阻力。此法适用于从液体中除去很少量( $0.1\%$ 以下)的固体微粒,例如饮用水的净化。

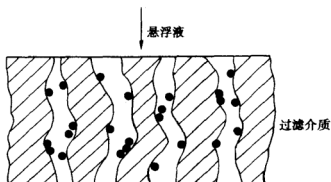


图 3-18 深层过滤

## (二) 过滤介质

为使过滤操作达到分离的要求,过滤介质的选择非常重要。过滤介质的作用是促使滤饼的形成,并支撑滤饼,它应满足下列基本要求:

- (1) 具有多孔性结构,滤液通过时阻力小;
- (2) 有足够的机械强度,耐热;
- (3) 有适当的表面特性,利于滤饼的卸除;
- (4) 用于食品工业的过滤介质应无毒,耐腐蚀,不易滋生微生物,易于清洗消毒。

最常用的过滤介质为织物,即用棉、毛、麻或合成材料如尼龙、聚氯乙烯纤维织成的滤布,此外还有用铜、镍、不锈钢等金属丝织成的平纹或斜纹网。用沙粒、碎石、炭屑等堆积成层,亦可作过滤介质,此外还有专门的素烧陶瓷板或管。这些介质多在深层过滤中使用。实际应用中应根据悬浮液中固粒含量、粒度范围以及介质所能承受的温度、化学稳定性、机械强度等选择过滤介质。

## (三) 助滤剂

过滤时,滤饼逐渐形成并增厚,同时过滤所需的压力也增大。若

在压力差增大的过程中,滤饼结构不发生变化,颗粒之间不相互错动,滤饼的孔隙度不产生变化,则这种滤饼为不可压缩性滤饼。但在大多数食品生产中,滤饼都是可压缩性的。因此,滤饼层在压力作用下变得非常紧密,使单位厚度滤饼层的流动阻力增大,甚至会将全部空隙堵死,使过滤困难。

为了改善过滤操作,加快过滤速率,工业上常采用添加助滤剂的方法。助滤剂一般是不可压缩、能悬浮于滤浆中且有一定粒度分布、不含可溶性盐及色素、具有化学稳定性的多孔性物质。常用做助滤剂的物质有:①硅藻土,这是一种单细胞水生植物的沉积化石,经过干燥或煅烧,含85%以上的二氧化硅;②珍珠岩,将一种玻璃状的火山岩熔融后倾入水中,得到中空的小球,再打碎而成;③其他:炭粉、石棉粉、纸浆粉等。其中以硅藻土应用最广。通常可采用两种方法施用。一是预涂法:配成悬浮液先在过滤介质表面滤出一薄层由助滤剂构成的滤饼,然后进行正式过滤。该方法可以防止滤布孔道被微细的颗粒堵死,并可在一开始就得到澄清的滤液;在滤饼有胶黏性时,也易于从滤布上取下;二是混合法:将助滤剂混于滤浆中,所得到的滤饼将有较坚硬的骨架,压缩性减小,孔隙率增大。但若过滤的目的是回收固体物又不允许混入助滤剂,此法便不适用。只有悬浮液中的固体量少又可弃去,而且助滤剂用量不大时,使用此法才经济合理。

## 二、过滤的基本理论

### (一) 过滤速度方程的推导

作为一种不稳定的流动过程,过滤的速度要用瞬时过滤速度来表示。过滤速度的定义是指单位时间内通过单位过滤面积的滤液体积。数学表达式如下:

$$v = \frac{dV}{Sd\theta} \quad (3-32)$$

式中  $v$ ——瞬时过滤速度,  $\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ , 即  $\text{m/s}$ ;

$V$ ——为滤液体积,  $\text{m}^3$ ;

$S$ ——为过滤面积,  $\text{m}^2$ ;

$\theta$ ——为过滤时间,  $\text{s}$ 。

### 1. 液体通过滤渣层的流动

过滤是液体通过滤渣层(滤饼与过滤介质)的流动。当滤浆通过过滤介质时,其固体颗粒在过滤介质表面被截留而形成滤渣层。滤液在通过过滤介质和滤渣层微小通道的流动过程中,必然要克服阻力。因此,过滤层的两边,必存在一压强差  $\Delta p$ , 且:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$$

式中  $\Delta p_1$ ——通过滤饼的压强降,取决于滤饼的性质和厚度;

$\Delta p_2$ ——通过过滤介质的压强降,取决于过滤介质的性质和厚度。

在过滤操作中,滤饼阻力随时间的延长而增大,而过滤介质阻力则常常被假定为常数。实际上,过滤过程中微细颗粒的堵塞会使过滤介质阻力升高。但对于一般的过滤设备,介质阻力的变化仍是很小的。因为所选用的过滤介质应是不易被堵塞的,而且一旦介质表面有滤饼形成时,过滤介质的阻力已基本不增加了。实验研究已证实了这种观点。过滤的整个过程中,除了过滤刚开始的短时间外,过滤介质的阻力比滤饼的要小得多,而且过滤介质阻力为一常数。因此在分析过滤速度时,可首先集中考虑滤液通过滤渣层的流动过程。

按过滤压强或速度是否改变,可将过滤操作分为:恒压过滤(过滤过程中  $\Delta p$  不变)和恒速过滤(过滤过程中流速不变)。随着过滤过程的进行,滤饼逐渐增厚,故恒压过滤时,其过滤速度将逐渐减小,而恒速过滤时,则必须逐渐加大过滤压强。所以过滤属于不稳定的流动过程。

滤液在滤饼中流过时,由于通道的直径很小,阻力很大,因而这时液体的流速亦很小,属于层流,故可用泊谟叶公式表示:

$$v_1 = \frac{d_p^2 \Delta p_1}{32 \mu l} \quad (3-33)$$

式中  $v_1$ ——液体的真实流速;  $v_1$  等于式(3-32)中的  $v$  除以滤渣层的自由截面,即滤渣层中可供流体通过的空隙面积,



其数值等于滤渣层的空隙率  $\epsilon$ , 故有  $v_1 = v/\epsilon$ 。滤渣层空隙率  $\epsilon = \text{空隙体积}/\text{滤渣层体积}$ ;

$\mu$ ——滤液黏度,  $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ;

$l$ ——通道的平均长度,  $\text{m}$ ;  $l$  与滤饼厚度  $L$  具有一定的比例关系, 令  $l = K_0 L$ ,  $K_0$  为无因次比例常数;

$d_e$ ——滤渣层通道的当量直径,  $\text{m}$ 。

不同研究者对  $d_e$  有不同的处理方法。科诚尼(Kozeny)对  $d_e$  的定义为:

$$d_e = \frac{4 \times \text{流通截面积}}{\text{润湿周边长}} = \frac{4 \times \text{空隙体积}}{\text{颗粒表面积}}$$

令颗粒比表面积  $S_0 = \text{颗粒表面积}/\text{颗粒体积}$ , 则:

$$d_e = \frac{4\epsilon}{S_0(1-\epsilon)}$$

将上述关系代入式(3-32):

$$\begin{aligned} \frac{dV}{Sd\theta} = v = v_1\epsilon &= \frac{\epsilon d_e^2 \Delta p_1}{32\mu K_0 L} \\ &= \frac{\epsilon \left[ \frac{4\epsilon}{S_0(1-\epsilon)} \right]^2 \Delta p_1}{32\mu K_0 L} = \frac{\epsilon^3 \Delta p_1}{S_0^2(1-\epsilon)^2 \cdot 2K_0\mu L} \quad (3-34) \end{aligned}$$

$$\text{或者是:} \quad \frac{dV}{Sd\theta} = \frac{\Delta p_1}{\mu L} \cdot \frac{1}{r} \quad (3-35)$$

$$\text{式中} \quad \frac{1}{r} = \frac{\epsilon^3}{2K_0 S_0^2(1-\epsilon)^2} m^2$$

对于不可压缩滤饼,  $S_0$ 、 $\epsilon$  都是常数。 $r$  为单位厚度滤饼层的阻力, 称为滤饼的比阻, 反映了滤饼层的性质。经简化得到的式(3-35)在实际应用较多。它表明: 瞬时过滤速度与滤饼层两侧的压强差成正比, 与其厚度成反比, 又与滤液黏度成反比。由此可见, 瞬时过滤速度的大小由两个相互抗衡的因素决定。一为促使滤液流动的压强差  $\Delta p_1$ , 即过滤推动力; 另一为阻碍滤液流动的因素  $\mu r L$ , 相当于过滤阻力。后者又由两方面的因素决定, 一是滤液的黏度  $\mu$ , 二是滤饼层的性质及其厚度  $rL$ 。因此, 还可仿照式(3-35)推导出滤液通过过滤介质时的过滤速度方程式:

$$\frac{dV}{Sd\theta} = \frac{\Delta p_1}{\mu L_2} \cdot \frac{1}{r_2}$$

式中  $L_2$ ——过滤介质的厚度, m;

$r_2$ ——过滤介质的比阻。

## 2. 过滤速度方程

由上分析可知, 过滤时滤浆顺序通过滤饼和过滤介质, 是一串联的过程。因此过滤的推动力和阻力具有可加性。只要截面积不变, 通过滤渣层(整个截面积计)的速度和通过过滤介质的速度相等:

$$v = \frac{dV}{Sd\theta} = \frac{\Delta p_1}{\mu r L} = \frac{\Delta p_2}{\mu r_2 L_2} = \frac{\Delta p_1 + \Delta p_2}{\mu(rL + r_2 L_2)} = \frac{\Delta p}{\mu(rL + r_2 L_2)}$$

过滤计算的主要问题是建立过滤面积  $S$ 、过滤时间  $\theta$  与滤液体积  $V$  之间的关系, 为此需对式(3-35)积分。设过滤介质的阻力相当于厚度为  $L_e$  的一层滤渣的阻力, 即  $r_2 L_2 = r L_e$ , 则:

$$\frac{dV}{Sd\theta} = \frac{\Delta p}{\mu r (L + L_e)} \quad (3-36)$$

过滤时, 滤渣层厚度  $L$  随时间而增加, 滤液量亦成比例增多。如果获得单位体积滤液时, 在过滤介质上被截留的滤饼比  $c$  ( $\text{m}^3$  滤渣/ $\text{m}^3$  滤液), 则得到的滤液为  $V$  时, 截留的滤渣体积为  $cV$ , 而滤渣层厚度为  $L$ , 则滤渣体积:

$$cV = SL$$

或

$$L = \frac{cV}{S}$$

于是得: 滤渣层阻力  $R = rL = \frac{rcV}{S}$

$$\text{过滤介质的阻力 } R_e = rL_e = \frac{rcV_e}{S}$$

式中  $V_e$  为滤出厚度为  $L_e$  的一层滤渣所获得的滤液量。值得注意的是, 滤液量  $V_e$  实际并不存在, 而是一个虚拟的量, 其值取决于过滤介质与滤渣的性质。

若过滤推动力  $\Delta p$  的一侧压强为大气压时, 则推动力就是另一侧的表面压强或真空度, 以  $p$  表示。综合上推理:

$$\frac{dV}{Sd\theta} = \frac{\Delta p}{\mu(R + R_e)}$$

或

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{S^2 p}{\mu r c (V + V_e)} \quad (3-37)$$

式(3-37)是过滤方程的微分式,表示任意瞬间的过滤速率,要将其用于过滤计算,还要按照具体条件积分。

## (二) 过滤方程的应用

过滤基本方程广泛应用于过滤机的工艺设计、操作控制、过程强化和比例放大等,但应用的初始条件和边界条件,还应由实际操作条件所决定。过滤操作方式主要有以下3种。

### 1. 恒压过滤

工业过滤设备一般在恒压下操作。由于滤饼不断加厚后,阻力增加,而 $\Delta p$ 不变。随操作的进行,过滤速度下降。对一定的悬浮液, $\mu$ 、 $r$ 、 $c$ 亦为常数,故可令:

$$k = \frac{p}{\mu r c} \quad (3-38)$$

代入式(3-37),得:

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{kS^2}{V + V_e} \quad (3-39)$$

分离变数后积分:

$$\int_{V_e}^{V+V_e} (V + V_e) d(V + V_e) = kS^2 \int_0^\theta d\theta \quad (3-40)$$

$$\text{得} \quad \frac{(V + V_e)^2 - V_e^2}{2} = kS^2 \theta \quad (3-41)$$

$$\text{又令} \quad K = 2k = \frac{2p}{\mu r c} \quad (3-42)$$

式(3-41)可写成:

$$V^2 + 2V_e V = KS^2 \theta \quad (3-43)$$

令 $q = V/S$ ,  $q_e = V_e/S$ , 式(3-43)可改写成计算中使用较便利的形式:

$$q^2 + 2q_e q = K\theta \quad (3-44)$$

上式为恒压过滤方程。为了研究方便,式(3-39)也可写成如下式子:

$$\frac{dt}{dV} = aV + b$$

式中  $a = \frac{1}{KS^2}, b = \frac{V_c}{KS^2}$

根据以上各式,可计算以下指标:

(1) 瞬时过滤速率  $dV/dt$ :

$$\frac{dV}{dt} = (aV + b)^{-1}$$

(2) 达到某瞬时终速率  $(dV/dt)_f$  时,滤液的累计体积  $V_f$ :

$$V_f = a' \left( \frac{dt}{dV} \right)_f - b'$$

式中  $a' = a^{-1}, b' = b/a$

(3) 获得滤液体积  $V_f$  所需的时间  $t_f$ :

$$t_f = \frac{a}{2} V_f^2 + bV_f$$

(4) 在过滤时间  $t_f$  内能获得的滤液体积  $V_f$ :

$$V_f = \frac{(2at_f + b^2)^{0.5} - b}{a}$$

## 2. 恒速过滤

由于过滤过程中过滤阻力是逐渐增大的,因而欲维持恒速过滤,必须逐步增大过滤压强。一般由正位移泵输送滤浆通过过滤机。此时过滤速率为一常数,过滤基本方程可写成:

$$\frac{dV}{Sd\theta} = \frac{V}{S\theta} = \frac{q}{\theta} = v_R$$

式中过滤速度  $v_R$  恒定,则  $q = v_R \cdot \theta$ 。因此,恒速过滤时  $q - \theta$  关系为一直线。

对于不可压缩滤饼,过滤基本方程式可写为:

$$\frac{dq}{d\theta} = \frac{\Delta p}{\mu rc(q + q_e)} = v_R$$

恒速过滤条件下,  $\mu, r, c, q_e, v_R$  均为常数,故有:

$$\Delta p = \mu rc v_R^2 \theta + \mu rc v_R q_e = S\theta + B$$

上式表明,对不可压缩滤饼进行恒速过滤时,其压强差随过滤时间呈直线增加。所以,在实践中很少采用完全恒速过滤的方法。

## 3. 先恒速后恒压过滤

这种复合的工作方式在工业生产中比较常见。例如,用离心泵向板框压滤机供料时,过滤初期,过滤阻力较小,基本上维持恒速过滤,当滤饼逐渐增厚时,离心泵所能提供的压强并不能相应增加而接近于恒压过滤。

设恒速过滤至  $\theta_R$  时刻的滤液体积为  $V_s$ , 之后进入恒压过滤阶段。过滤基本方程式为:

$$(V^2 - V_R^2) + 2V_s(V - V_R) = KS^2(\theta - \theta_R)$$

或 
$$(q^2 - q_R^2) + 2q_e(q - q_R) = K(\theta - \theta_R)$$

间歇式过滤机(以压滤机为代表)的操作可以在恒压、恒速或恒速变压等不同条件下进行。然而,工业过滤并不宜使整个过程全部在恒压或恒速下进行。否则过滤机易产生泄漏,泵的带动设备亦会超负荷。常用的操作方式是在供料泵出口装支线,支线上有泄压阀,开始过滤时有一短的升压阶段,在此期间的过滤既非恒压亦非恒速,压强升到一定数值,泄压阀被顶开,从支线泄去一部分悬浮液,此后过滤便大体上在恒压下进行。至于连续过滤机(以转筒真空过滤机为代表),则都是在恒压条件下操作。所以总的来说,恒压过滤还是占主要地位。

### (三) 过滤常数的测定

上述过滤计算都含有过滤常数  $K$  及  $q_e$ , 直接从理论方法难以计算滤饼和过滤介质阻力。在用这些方程式对过滤过程进行分析和计算之前,必须设法查出相应的过滤常数值,或者用同一悬浮液在小型实验的基础上求出过滤常数。

最简易的试验方法是用平底漏斗进行吸滤,可以大略定出一定真空度之下此种滤饼形成的速率,甚至可以得到设计转筒真空过滤机的初步数据。若初步试验表明要进行加压过滤,则在小型的压滤机或加压叶滤机上进行试验。由于小型设备与大型设备之间,滤饼沉积的方式、饼的均匀程度、机械构造的影响等方面都有区别,故据以做出的设计,仍要采用相当大的安全系数(25%以上)。下面将说明试验时应取什么数据以及如何将其整理成过滤常数。

将用于恒压过滤的式(3-44)微分,得:

$$2(q + q_e)dq = Kd\theta$$

$$\text{即} \quad \frac{d\theta}{dq} = \frac{2}{K}q + \frac{2}{K}q_e \quad (3-45)$$

将此式左侧的微分用增量代替,则成为:

$$\frac{\Delta\theta}{\Delta q} = \frac{2}{K}q + \frac{2}{K}q_e \quad (3-46)$$

上式为一直线方程,它表明:对于恒压下过滤要测定的悬浮液,在试验中测出延续时间  $\theta$  及滤液累计量  $q$  (按单位过滤面积计) 的数据,然后算出一系列  $\Delta\theta$  与  $\Delta q$  的对应值,在直角坐标纸上以  $\Delta\theta/\Delta q$  为纵坐标,以  $q$  为横坐标进行标绘,可得一直线。其斜率为  $2/K$ ,而截距为  $2q_e/K$ 。

如果生产中所用的压强与试验时所用者相等,则用上述方法定出的过滤常数可直接用于设计计算。若过滤压强不同,应在不同压强之下测定  $K$  及  $q_e$  值,以供应用。由式(3-44)可知,有了某一压强之下的  $K$  值,并直接测出滤液的  $\mu$  和悬浮液的  $c$  (或  $c'$ ) 后,还可以算出该压强下的比阻  $r$  (或  $r'$ )。又由式(3-47)[或式(3-47a)]可知,在对数坐标上标绘  $r$  (或  $r'$ ) 与  $p$  的关系,所得直线的斜率即为压缩性指数  $s$ ,在  $p=1$  时的截距即为单位压强下的比阻  $r_0$  或  $r'_0$ 。压缩性指数和比阻都是过滤理论研究的对象。文献中往往不记载过滤常数的数据,而载有一些  $r$  与  $s$  的数据,可供设计参考。

由于不同物料形成的悬浮液,其过滤常数差别很大。即使是同一种物料,由于浓度不同,存放时发生聚结、絮凝等的条件不同,其过滤常数亦不尽相等,故要有可靠的实验数据做参考,才能做出有可靠的设计。

#### (四) 可压缩滤渣及其比阻

食品生产中由滤渣所形成的滤饼几乎都是可压缩的,只是有时因为压缩性小而当做不可压缩的来处理。这时,滤渣层阻力  $rL$ 、过滤常数  $k$  及  $K$  都被视为不随压强而变的常数。若滤渣的压缩性比较大,这些量随过滤压强而变,在某一压强下测定出的数值不能在其他压强下使用,故有必要分析它们随压强而变化的关系。

液体通过滤渣层时,由于阻力损失,其静压强在上游一侧比在下游

游一侧为大(如图 3-19)。乍看之下,滤饼所受的压强  $p_s$  似应在与悬浮液接触的一面最大,在与过滤介质接触的一面最小。事实上却刚好相反,从压滤机上卸下的滤饼可看到它在贴近滤布处最紧密。流体静压强与滤渣所受的压紧压强是两回事,液体在颗粒旁流过时,颗粒对液流产生阻力,同时液流对颗粒则产生曳力,后者才是颗粒所受的压紧压强。此力是沿流动方向作用的,颗粒受到曳力以后,将其传给前面的颗粒,如此逐个往前传,颗粒所受的曳力即压紧压强愈往前就愈大,最靠近滤布的颗粒所受的压紧压强为后面所有颗粒所受压强之和,故此处的滤饼最为紧密(孔隙率最小)。

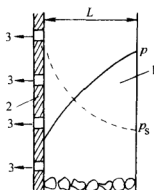


图 3-19 滤渣层内的压强分布

1—滤渣层 2—过滤介质  
3—滤液  
 $p$ —流体压强  
 $p_s$ —滤饼所受压强

可压缩滤渣的比阻与其所受的压紧压强  $p_s$  有关,而压紧压强则沿滤渣层的厚度而变化,每一过滤压强下,都有一个相应的内部比阻分布。在恒压下进行过滤试验,将所得数据整理出来的是该过滤压强下滤渣的平均比阻,并非局部位置上随压紧力而变的比阻,后者称为总比阻。

平均比阻与过滤压强的关系都是通过试验求出,其结果多整理成下列形式的经验公式:

$$r = r_0 p_s \quad (3-47)$$

或 
$$r' = r'_0 p_s \quad (3-48)$$

上二式的  $s$  取决于滤渣的压缩性,称为压缩性指数。不可压缩滤渣的  $s$  等于零,此时  $r = r_0$  (或  $r' = r'_0$ ),为一常数。滤渣的压缩性愈大,  $s$  值亦愈大。表 3-3 列出几种典型物料  $s$  的略值,以供参考。根据过滤常数与过滤压强的关系,可将式(3-47)代入式(3-38)而求得:

$$k = \frac{p}{\mu r c} = \frac{p}{\mu r_0 p_s} = \frac{p^{1-s}}{\mu r_0} \quad (3-49)$$

表 3-3

典型物料的压缩性指数

物 料	$s$	物 料	$s$
硅藻土	0.01	滑 石	0.51
碳酸钙	0.19	黏 土	0.56-0.6
钛白(絮凝)	0.27	硫化锌	0.69
高岭土	0.33	氢氧化铝	0.9

$$\text{又} \quad K = 2k = \frac{2p^{1-s}}{\mu r_0 c} \quad (3-50)$$

若过滤压强恒定,  $k$  及  $K$  均为常数, 故前面推导恒压过滤方程式时可将  $k$  提到积分号之外; 若过滤不是在恒压下进行, 则要将  $r$  与  $p$  的关系代入过滤的基本方程式(3-37), 然后按具体条件积分求解。

例 3-6 用压滤机过滤某悬浮液, 悬浮液中每立方米液体中含固体 30kg, 液体的黏度为  $1\text{mPa}\cdot\text{s}$ 。当操作压差为  $1\text{atm}$  时, 过滤  $20\text{min}$  得滤液  $0.197\text{m}^3/\text{m}^2$ , 再继续过滤  $20\text{min}$ , 共得滤液  $0.287\text{m}^3/\text{m}^2$ 。当操作压差为  $2\text{atm}$  时, 过滤  $20\text{min}$  得滤液  $0.256\text{m}^3/\text{m}^2$ 。试根据以上数据计算  $q_e$ 、 $r_0$ 、 $s$  及两压差下的过滤常数。

解: 根据题意, 由式(3-44), 当操作压强为  $1\text{atm}$  时, 可得:

$$0.197^2 + 2 \times 0.197 q_e = K_1 \times 1200$$

$$0.287^2 + 2 \times 0.287 q_e = K_1 \times 2400$$

解得:  $q_e = 0.022\text{m}^3/\text{m}^2$ ,  $K_1 = 5.28 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}$

当操作压强为  $2\text{atm}$  时:

$$0.256^2 + 2 \times 0.256 q_e = K_2 \times 1200$$

于是,  $K_2 = 8.55 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}$

由式(3-38)及式(3-47)可得:

$$K = 2k = \frac{p}{\mu r_0 c} = \frac{p^{1-s}}{\mu r_0 c}$$

有:  $5.28 \times 10^{-5} = \frac{(98100)^{1-s}}{1 \times 10^{-3} \times r_0 \times 30}$

$$8.55 \times 10^{-5} = \frac{(2 \times 98100)^{1-s}}{1 \times 10^{-3} \times r_0 \times 30}$$



解得:

$$s = 0.306 \quad r_0 = 3.674 \times 10^9$$

### 三、过 滤 设 备

工业上应用最广的过滤设备是以压强差为推动力的过滤机,典型的有压滤机、叶滤机以及真空过滤机等。同时,按操作方式不同还可分为间歇式和连续式过滤机。

#### (一) 板框压滤机

板框压滤机是最古老又是目前应用最多且最成功的压滤设备。其基本结构就是将许多交替排列在支架上并可再加上滑动的滤板和滤框压紧在一起构成的若干过滤室(图 3-20)。

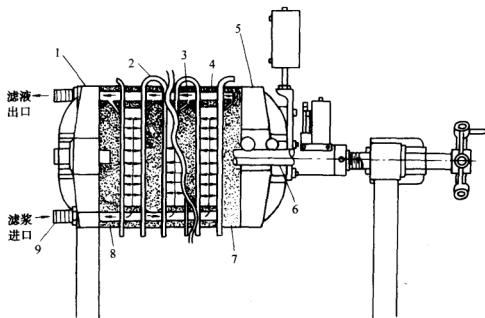


图 3-20 板框压滤机(暗流式)

- 1—固定机头 2—滤布 3—滤板 4—滤框 5—滑动机头 6—机架  
7—滑动机头板 8—固定机头板 9—机头连接机构

板与框的形状如图 3-21。滤框(中图)的左上角与右上角均有孔,右上角的孔还有小通道(图中未示出)与框内的空间相通,滤浆可由此进入。滤板除上方两角都有孔外,下方的一角尚有小旋塞,与板

面的两侧相通。它又分成两种,非洗板和洗板。洗板的特点是左上角的孔还有小通道(图中未示出)与板面的两侧相通,洗水可以由此进入。为了便于区别,在板与框边上做不同的标记,非洗板以一钮为记,洗板以三钮为记,而框则用两钮。

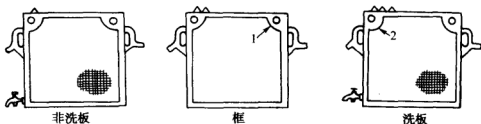


图 3-21 明流式板框压滤机的板与框

1—滤浆进口 2—洗水进口

板框压滤机的操作是间歇的,每个操作循环由装合、过滤、洗涤、卸渣、整理 5 个阶段组成。装合时,将板与框交替地置于机架上,板的两侧用滤布包起(滤布上亦根据板、框角上孔的位置而开孔),然后用手动的或机动的压紧装置将活动机头压向固定机头,使板与框紧密接触。过滤时,用泵将滤浆压入机内。图 3-20 所示为暗流式,滤浆从机的左下角进入,经过板、框角上的孔所连成的通道,由框内的小孔道进入框内。滤液穿过滤布到达板侧,往上流动经过板上的斜孔进入上方的通道,从压滤机的左上角的出口排出。固体物则积存于框内形成滤饼,直到整个框的空处都填满为止。图 3-22(a)是明流式压滤机的过滤情况。过滤时两种板上的旋塞全都开启以放出滤液。滤饼的洗涤方式如图 3-22(b)所示。洗板(三钮板)上的旋塞关闭,洗涤用的清水经洗板上角的斜孔进入板侧,穿过滤布到达滤框,穿过整个滤饼及另一侧的滤布,再经过非洗板(一钮板)下角的斜孔到达小旋塞,从此排出。此种洗涤方式称为横穿洗法。洗涤阶段结束后,进入卸渣、整理阶段,将滑动机头松开,取出滤饼并清洗滤布及板、框,准备下一循环开始。

压滤机的板、框可用铸铁、碳钢、不锈钢、铝、塑料、木材制造,操作压强一般为  $0.3 \sim 0.5 \text{ MPa}$ (表压)。我国制定的压滤机规格系列

中,框的厚度为 25~50mm,框每边长 320~1 000mm。框的数目可自几块以上,随生产能力而定。

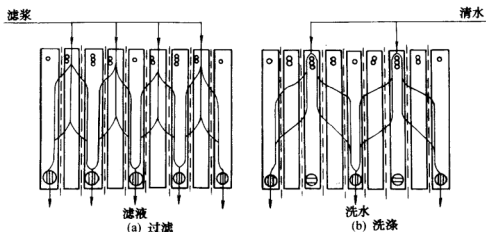


图 3-22 明流式板框压滤机的过滤和洗涤

上述形式压滤机的优点是构造简单,过滤面积大而占地省(例如国产 BM84-1 000/45 型机的过滤面积为  $84\text{m}^2$  而所占地面不足  $9\text{m}^2$ ),过滤压强高(可达  $1.5\text{MPa}$  表压),便于用耐腐蚀材料制造,所得滤饼水分含量少又能较充分地洗涤。它的主要缺点是操作不能连续自动,所费的劳动量多而且劳动强度大。它适用于中小规模的生产及有特殊要求的场合。

近年大型压滤机的自动化与机械化发展很快。滤板及滤框可由液压装置自动压紧或拉开,全部滤布连成传送带式,运转时可将滤饼从框中带出使之受重力作用而自行落下。又有一种设计能在拉开滤框的同时将滤布拉出,借助于振动器清除附在滤布上的滤渣。

## (二) 叶滤机

叶滤机由许多滤叶组成。滤叶(图 3-23)为内有金属网的扁平框架,外包滤布,将滤叶装在密闭的机壳内(对下述加压式),为滤浆所浸没。滤浆中的液体在压力作用下穿过滤布进入滤叶内部,成为滤液从其周边引出。过滤完毕,机壳内改充清水,使水循着与滤液相同的路径通过滤饼,进行洗涤(此称为置换洗法)。最后,滤饼可用振

动器使其脱落,或用压缩空气将其吹下。

滤叶可以垂直放置亦可水平放置,滤浆可用泵压入亦可用真空泵抽入。图 3-24 为采用垂直滤叶的加压叶滤机简图。

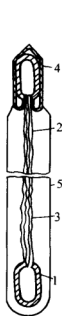


图 3-23 滤叶的构造

- 1—空框 2—金属网  
3—滤布 4—顶盖  
5—滤饼

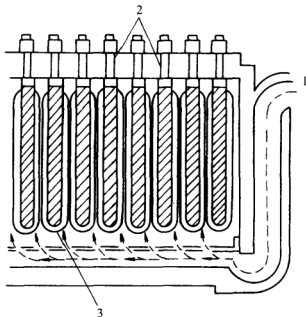


图 3-24 密闭加压叶滤机

- 1—滤浆进口 2—滤液出口 3—滤饼

叶滤机也是间歇操作设备,它具有过滤推动力大,单位地面所容纳的过滤面积大,滤饼洗涤较充分等优点。其生产能力比压滤机还大,而且机械化程度高,劳动力较省,密闭过滤,操作环境亦较好。其缺点是构造较为复杂,造价较高,同时还会因滤饼中粒度差别较大的颗粒可能分别积聚于不同的高度,使洗涤不易均匀。

### (三) 真空过滤机

真空过滤机是借助在过滤介质一侧造成一定程度的负压(真空)使滤液排出而实现固液分离的设备。其优点在于能在相对简单的机械条件下连续操作,而且能获得比较满意的工作指标。但由于其推动力下,一般为  $0.04 \sim 0.06 \text{ MPa}$ ,因此过滤速度较慢,滤饼的含水量

高。但长期以来,真空过滤机一直受到用户的青睐。

转筒式过滤机是工业上应用最广的一种连续操作的真空过滤机。它的主要部件为转筒,其长度与直径之比为  $1/2 \sim 2$ , 滤布蒙在筒外壁上。浸没于滤浆中的过滤面积占全部面积的  $30\% \sim 40\%$ 。转速为  $0.1 \sim 3\text{r/min}$ 。每旋转一周,过滤表面的任一部分,都顺序经历过滤(浸入滤浆中时)、洗涤、吸干、吹松、刮渣(从滤浆中转出来以后)等阶段。因此,每旋转一周,对任一部分表面来说,都经历了一个操作循环;而任何瞬间,对整个转筒来说,则其各部分表面分别进行不同阶段的操作。

转筒的构造如图 3-25。筒的侧壁上覆盖有金属网,滤布支撑在網上。筒壁按周边平分为若干段(图中为 12 段),各段均有管通至轴心处(图中示出一段的连通管),但各段在筒内并不相通。圆筒的一端有分配头装于轴心处,与从筒壁各段引来的连通管相接。通过分配头。圆筒旋转时其壁面的每一段,可以依次与过滤装置中的滤

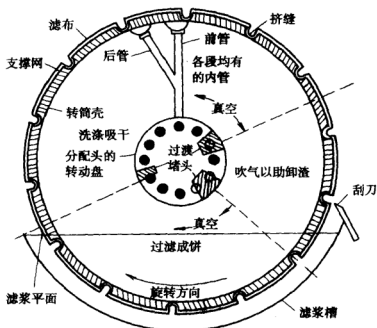


图 3-25 转筒过滤机上的转筒

液罐、洗水罐(以上二者处于真空之下)、鼓风机稳定罐(正压下)相通。

分配头由一个与转筒连在一起的转动盘和一个与之紧密贴合的

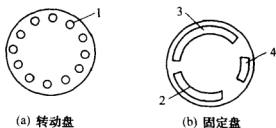


图 3-26 转筒的分配头

1—与筒壁各段相通的孔

2、3—与真空管路相通的凹槽

4—与吹气管路相通的凹槽

固定盘组成,分别如图 3-26 中的(a)与(b)所示。转动盘上的每一孔各与转筒表面的一段相通。固定盘上有 3 个凹槽,分别与通至滤液罐、洗水罐的 2 个真空管及通至鼓风机稳定罐的吹气管路连通。转动盘上的某几个孔与固定盘上

的凹槽 2 相遇,则转鼓表面与这些孔相连的几段便与滤液罐接通,滤液可从这几段吸入,同时滤饼即沉积于其上,转动盘转到使这几个小孔与凹槽 3 相遇,则相应的几段表面便与洗水罐接通,吸入洗水。与凹槽 4 相遇则接通鼓风机,有空气吹向转鼓的这部分表面,将沉积于其上的滤饼吹松。随着转筒的转动,这些滤饼又与刮刀相碰而被刮下。这部分表面再往前转便重新浸入滤浆中,开始进行下一个操作循环。通过分配头这个机构,转筒的表面在任何瞬间都划分成几个区域:过滤区、洗涤区、吹松区、卸渣区。每当转动盘上的小孔与固定盘两凹槽之间的空白位置(与外界不相通的部分)相遇时,则转鼓表面与之相对应的段停止操作,以便从一个操作区转向另一操作区时,不致使两区互相串通。

转筒表面所形成的滤饼厚度,一般不超过 40~60mm。对于难过滤的胶质滤浆,厚度可小至 10mm 以下,在此情况下用刮刀卸料易损滤布,可改用绳索卸料;转鼓表面的整个宽度上都绕许多圈环状的绳,滤渣形成后附于其上,卸料处绳索离开鼓表面,将滤饼带出。

图 3-27 示出转筒真空过滤机的操作流程。

转筒过滤机的突出优点是操作连续、自动,其缺点是转筒体积庞

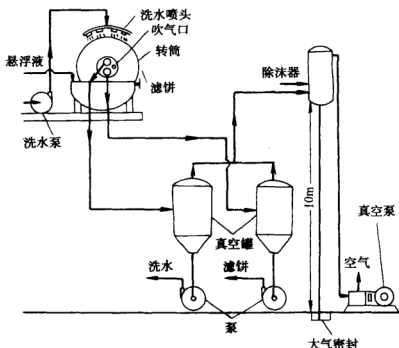


图 3-27 转筒真空过滤机的操作流程

大而其过滤面积相形之下便嫌小。用真空吸液,过滤的推动力不大,悬浮液温度不能高。此外,转筒过滤机的滤饼洗涤亦不够充分。然而,它对大规模处理固体物含量很大的悬浮液,是很适用的。

真空过滤机的种类很多,间歇式的较少,大多为连续式的类型。若将圆筒改为绕水平轴旋转的圆盘,过滤表面位于盘的两侧,则成为转盘过滤机。由于一根轴上可以装 2~8 个圆盘,故过滤表面紧凑得多,但构造也复杂得多,滤饼的洗涤亦无法进行。以及卧式移动带构成的水平带式真空过滤机近年来应用也日益广泛。

#### 四、过 滤 计 算

过滤方程式将通过单位面积的滤液量  $q(V/S)$  与过滤时间  $\theta$  联系起来,若有通过试验或从生产设备取得的过滤常数数据,便可计算过滤机的生产能力(同  $S$  及  $\theta$  求  $V$ ),或计算所需设备的大小(由  $V$

及 $\theta$ 求 $S$ )。

各种类型过滤机在构造和操作方式上各有其特点,为计算其过滤面积、过滤时间、洗涤时间等,都要结合设备的特点考虑。后面将过滤机划分为两种主要类型,分别讨论其计算问题。

### (一) 间歇过滤机的计算

#### 1. 操作周期

间歇过滤机的特点是过滤、洗涤、卸渣、重装等操作是分阶段在整个过滤机内进行的。在过滤阶段,全部过滤面积都有滤液通过。过滤阶段以外的时间虽不进行过滤,但仍要算入生产时间之内。计算时应以一个操作周期为基准,算出一个操作周期中的过滤时间 $\theta_F$ 、洗涤时间 $\theta_w$ ,并根据生产实际情况定出卸渣与重装等的时间 $\theta_R$ 。一个操作周期的时间即为:

$$\theta_c = \theta_F + \theta_w + \theta_R \quad (3-51)$$

过滤机生产能力或尺寸的确定都应根据 $\theta_c$ ,而不是根据 $\theta_F$ 。

式(3-51)中,过滤时间可采用恒压过滤方程式计算;洗涤时间取决于洗水用量和洗涤速率,而洗涤速率又视洗涤方式而定。为了便于讨论,假定洗涤压强与过滤压强相同,又洗水的黏度与滤液黏度相等。在这种条件下,若采用置换洗法,则因洗水所走的路线与滤液的完全一样,所穿过的滤饼厚度等于过滤终了时滤液所穿过的厚度,故洗涤速率等于最终的过滤速度。若采用横穿洗法,由图3-22可以看出,洗水所穿过的滤饼厚度2倍于过滤终了时滤液所通过的厚度,而洗水的流通截面积却只有滤液的流通截面的一半,故洗涤速率只有最终过滤速度的1/4。至于拆装时间,则视实际情况而定,与过滤速度无关。

#### 2. 最佳操作周期

一个操作循环中,过滤装置拆卸、整理与重装所占的时间是固定的,与产量无关;而过滤与洗涤所占的时间都因产量(以所得的滤液体积或滤饼体积计)的增加而增加。若1个操作循环中过滤时间短,则所形成的滤饼薄,过滤的平均速率便大,但其他操作时间所占的比例大。反之,过滤时间加长则滤饼厚,过滤的平均速率便小,但其他



时间所占比例相对变小。所以一个循环中过滤所占的时间应有一最佳值,使生产能力(以单位时间的滤液体积或滤渣体积计)最大。在此最佳过滤时间内所生成的滤饼厚度,应是设计压滤机时决定最适宜框厚的根据,亦是决定叶滤机内两叶片之间的距离的根据。

为简单计,略去滤布阻力,则每一周期中单位过滤面积的滤液量  $q$  与过滤时间  $\theta$  的关系为:

$$q^2 = K\theta \quad (3-52)$$

过滤速度表达式为:

$$\frac{dq}{d\theta} = \frac{K}{2q} \quad (3-53)$$

洗涤速率为最终过滤速度的  $\delta$  倍(置换洗法  $\delta = 1$ , 横穿洗法  $\delta = 1/4$ )。最终过滤速度是将式(3-53)中的  $q$  取为最终滤液量  $q_F$  时之值,于是得洗涤速率的表示式如下:

$$\left(\frac{dq}{d\theta}\right)_w = \frac{\delta K}{2q_F} \quad (3-54)$$

设  $\theta_F$  为取得滤液量  $q_F$  所需过滤时间,则将式(3-53)积分可得:

$$q_F = \sqrt{K\theta_F} \quad (3-55)$$

将式(3-55)代入式(3-54)得:

$$\left(\frac{dq}{d\theta}\right)_w = \frac{\delta}{2} \sqrt{\frac{K}{\theta_F}} \quad (3-56)$$

因一个循环的滤液量愈多,则滤饼愈厚,洗涤用水量也应愈多,故可设洗水量  $q_w$  与滤液量  $q_F$  成正比,即:

$$q_w = Jq_F \quad (3-57)$$

由式(3-56)、式(3-57)及式(3-55),可求出洗涤时间为:

$$\theta_w = \frac{q_w}{\left(\frac{dq}{d\theta}\right)_w} = \frac{Jq_F}{\frac{\delta}{2} \sqrt{\frac{K}{\theta_F}}} = \frac{J \sqrt{K\theta_F}}{\frac{\delta}{2} \sqrt{\frac{K}{\theta_F}}} = \frac{2J\theta_F}{\delta} \quad (3-58)$$

每一周期中,单位面积上滤出单位体积滤液所需的平均时间为:

$$\frac{\theta_F + \theta_w + \theta_R}{q_F} = \frac{Q_F \left(1 + \frac{2J}{\delta}\right) + \theta_R}{\sqrt{K\theta_F}} = f(\theta_F) \quad (3-59)$$

式(3-59)中的  $K$ 、 $J$ 、 $\delta$  为常数,  $\theta_R$  由工作情况而定亦为常数, 故只有一个变量  $\theta_F$ 。为了求此  $f(\theta_F)$  的最小值, 可令  $df(\theta_F)/d\theta_F = 0$  而得到:

$$\begin{aligned}\frac{df(\theta_F)}{d\theta_F} &= \frac{\left(1 + \frac{2J}{\delta}\right)}{2\sqrt{K}}\theta_F^{-1/2} - \frac{\theta_R}{2\sqrt{K}}\theta_F^{-3/2} = 0 \\ 1 + \frac{2J}{\delta} - \theta_R\theta_F^{-1} &= 0 \\ \theta_F\left(1 + \frac{2J}{\delta}\right) &= \theta_R\end{aligned}$$

最后得:  $\theta_F + \theta_w = \theta_R$  (3-60)

由此式可知: 一个循环中, 过滤时间与洗涤时间之和等于拆装、重整的时间, 则达到一定产量所需的总时数最少, 故每操作周期中, 过滤加洗涤所需时间占一半。

## (二) 连续过滤机的计算

### 1. 操作周期

连续过滤机的特点是过滤、洗涤、卸渣等操作是在过滤机内分区域同时进行的, 任何时间内都在进行过滤, 但过滤面积中只有属于过滤区的那部分才有滤液通过。连续过滤机的计算亦应以一个操作周期为准。

转筒过滤机的一个操作周期所经历的时间, 设转筒的转速为每秒钟  $n$  次, 则每个操作周期的时间便为:

$$\theta_c = \frac{1}{n} \quad (3-61)$$

注意  $n$  的单位为  $1/s$  即  $Hz$ (赫兹)。转筒表面浸入悬浮液中的分数为:

$$\phi = \frac{\text{浸入角度}}{360^\circ} \quad (3-62)$$

转筒任何一部分表面在一个操作周期中浸入悬浮液内所经历的时间, 即为每个周期中的过滤时间, 故:

$$\theta_F = \phi\theta_c \quad (3-63)$$

这样就将连续过滤机整个操作周期都进行过滤但只有部分面积进行过滤, 转换为全部面积进行过滤但只有部分时间进行过滤, 其计

算方法与间歇过滤机取得一致,二者都以一个操作周期为基准。

## 2. 转筒真空过滤机的生产能力

略去滤布阻力,恒压过滤方程式为:

$$q^2 = K\theta$$

应用式(3-61)及式(3-63),每一操作周期的过滤时间为:

$$\theta_F = \frac{\phi}{n}$$

将此  $\theta_F$  代替式(3-52)中的  $\theta$ ,解出每操作周期亦即转筒每转一周单位面积的滤液量为:

$$q = \sqrt{\frac{K\phi}{n}}$$

转筒过滤机的生产能力,以每小时的滤液量计,应为:

$$V_h = 3600nqS = 3600nS\sqrt{\frac{K\phi}{n}}$$

即

$$V_h = 3600S\sqrt{K\phi n} \quad (3-64)$$

此式表明提高转筒的浸没分数  $\phi$  及转速  $n$  均可提高其生产能力,但这类方法受到以下的限制:若转速过大,则每一操作周期中的过滤时间便短,若所形成的滤饼太薄,就不易从转筒表面取下;又若浸没分数提高,则洗涤、吸干、吹松等区域的分率便相应减小,甚至造成操作上的困难。

## 第四节 离心分离

### 一、概 述

在离心力场中进行非均相物系的离心分离是一种非常有效的分离方法,在食品工业及其他工业中都得到了广泛的应用。它主要利用两相的密度差,在离心力场受到的离心力不同,从而产生的运动速度不同,而分离不同颗粒大小的物质。

离心机是实现气、液、固三相分离的专用设备。它与旋风(液)分离器的主要区别在于离心机是由设备本身的旋转产生离心力,旋风(液)分离器则是由被分离的混合物以切线方向进入设备的向心运动

而引起的。离心机由于可产生很大的离心力,因此,对于那些在重力沉降器中不能很快沉降或根据不沉降的粒子,可利用离心力将其分离;虽然较高的离心力不能改变小颗粒之间的相对沉降速度,但能够克服布朗运动的扰乱影响和自然对流的影响。另外,一般的加压过滤方法不能除去的小颗粒,也可用离心过滤的方法分离。

离心机的分离速率也较大,例如悬浮液用过滤方法处理若需1h,用离心分离只需几分钟,而且可以得到比较干的固体渣。牛奶工业中从牛奶中提取奶油,得到脱脂牛奶时,若用重力分离法需要几小时,而在奶油分离器中用离心法仅需几分钟。离心分离用于食品工业中的许多部门,如啤酒制造业、植物油的生产、鱼蛋白质的浓缩、果汁生产中除去果渣等等。离心分离还用于结晶干燥的过程及把乳浊液分离成组成它的液相或液固两相,也可以用于过滤操作中。

离心机的结构形式较多,但主要部件均为一快速旋转的转鼓。根据分离过程原理的不同,可分为离心沉降、离心分离和离心过滤3种。

## 二、离心分离原理

### (一) 离心力

离心分离机是基于这样一个原理,当一物体以固定的半径围绕一轴或一个中心旋转时,就受到力的作用。绕轴旋转的物体不断改变其运动方向,但是物体的旋转速率是恒定的。作用于物体上的向心力的方向指向旋转中心。如果旋转的物体是圆筒形容器,则其中的流体与固体受到一个大小与上述向心力相同而方向相反的作用力,这个力称为离心力,其作用方向朝向容器器壁。

在圆周运动中,离心力所产生的加速度为:

$$a_r = r\omega^2 = r(2\pi n)^2$$

式中  $a_r$ ——离心加速度,  $m/s^2$ ;

$\omega$ ——旋转角速度,  $rad/s$ ;

$r$ ——旋转半径,  $m$ ;

$n$ ——转速,  $1/s(Hz)$ 。

作用于粒子上的离心力  $F_c$  由设备旋转所产生,其大小等于  $ma_r$ ,

$$F_c = ma_r = 4\pi^2 mn^2 r \quad (3-65)$$

式中  $F_c$ ——离心力的单位为 N;

$m$ ——质量,kg。

由式(3-65)可以得知,离心机转鼓的直径或转速大时,离心力亦大,对分离有利。这与旋风分离器直径小则分离性能好的特点有所不同,原因在于二者产生离心力的方式的差异上:进入旋风分离器的颗粒与介质的切线速度一定时,若设备直径愈小,转数  $n$  便愈大,而且转数对离心力的影响比直径大,故旋风分离器的直径小则对分离有利;与之相反,离心机转鼓直径愈大,所受应力愈大,保证其坚固性亦愈困难,故从机械强度方面考虑,离心机的直径亦不宜过大,提高分离性能的合理途径为增加转速。

## (二) 离心沉降

用离心机进行颗粒的沉降时,若一定大小的颗粒在转筒中的停留时间足以使它移动到筒壁,则该颗粒就能够在转筒内从液体中被除去。对以自由沉降速度进行径向运动的颗粒,可计算出被除掉的最小颗粒直径。

图 3-28 为离心机的转筒示意图。料浆从底部进入转筒。转鼓旋转时,形成抛物线形的液面,但在转动较快的情况下,此液面便可视为与转轴平行的垂直的液面。设此液面与转轴的距离为  $r_1$ ,转鼓的内半径为  $r_2$ 。假设含有固体颗粒的液体以均匀的速度向上移动,

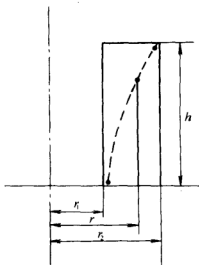


图 3-28 颗粒在离心机内的沉降

颗粒则以自由沉降速度  $v_r$  径向移动。颗粒在被液体带动的过程中,又受离心力作用以一径向速度趋向鼓壁,其实际的轨线便如图 3-28 中的虚线所示。当颗粒停留在离心机中的最后瞬间,颗粒距旋转

轴的距离为  $rm$ 。若  $r < r_2$ , 则颗粒随流体一起排出转筒; 若  $r = r_2$ , 则颗粒沉降在转筒壁上, 可以有效地从液体中除去。按最不利的条件考虑, 设转鼓底部有一颗颗粒原位于距轴心  $r_1$  的位置, 到了停留时间之末, 若所在位置距轴心的距离小于  $r_2$ , 则此颗粒便随液体流出, 若等于  $r_2$ , 则此颗粒便降到鼓壁上。

若颗粒沉降服从斯托克斯(stokes)定律, 则其沉降速度(径向)  $v_r$  可用式(3-28)表示, 将此式中之一速度  $v_t$  用  $\omega_r$  代替, 则得到:

$$v_r = \frac{d^2(\rho_s - \rho)\omega^2 r}{18\mu} \quad (3-66)$$

颗粒运行过程中, 其所在位置的  $r$  愈来愈大,  $v_r$  亦随之改变, 令  $v_r = dr/d\theta$ , 代入上式, 整理后成为:

$$d\theta = \frac{18\mu}{d^2(\rho_s - \rho)\omega^2} \frac{dr}{r} \quad (3-67)$$

将上式积分, 积分上、下限为:  $\theta = 0$  时,  $r = r_1$ ;  $\theta = \theta_r$  (停留时间) 时,  $r = r_2$ , 得:

$$\theta_r = \frac{18\mu}{\omega^2(\rho_s - \rho)d^2} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (3-68)$$

停留时间又等于鼓内液体的体积  $V$  除以加料的体积流率  $V_s$  所得之商。令  $h$  为转鼓高度, 可得:

$$\theta_r = \frac{V}{V_s} = \frac{\pi(r_2^2 - r_1^2)h}{V_s} \quad (3-69)$$

从式(3-68)及式(3-69)中消去  $\theta_r$ , 可得:

$$V_s = \frac{\pi h \omega^2 (\rho_s - \rho) d^2}{18\mu} \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (3-70)$$

式(3-70)将生产能力( $V_s$ )、转鼓尺寸及转速( $h$ 、 $r_1$ 、 $r_2$ 、 $\omega$ )、能分离的最小颗粒直径( $d$ )三者联系起来。如果颗粒的直径小于式(3-70)所算出的直径, 则这些颗粒不能达到筒壁, 因而随着流出的液体一起排走。较大的颗粒才能达到筒壁并从液体中分离出来。

例3-7 液体洗涤剂的密度为  $800\text{kg/m}^3$ , 黏度为  $100\text{cP}$ , 其中含有  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  的微小晶粒(密度为  $1460\text{kg/m}^3$ ), 在一实验型超速离心

机内进行分离。管的高度  $h = 197\text{mm}$ , 内半径  $r_2 = 22.3\text{mm}$ , 清液溢流口的位置使垂直液面与轴心的距离  $r_1 = 7.2\text{mm}$ 。管的转速为  $23\,000\text{r/min}$ , 加到离心机的液体体积流率为  $2.83\text{L/h}$ 。求分离出的最小颗粒直径。

解: 已知:

$$r_1 = 0.0072\text{m}, r_2 = 0.0223\text{m}, h = 0.197\text{m}, \rho = 800\text{kg/m}^3, \rho_s = 1460\text{kg/m}^3,$$

$$\mu = 100 \times 10^{-3}\text{N}\cdot\text{s/m}^2, \omega = 2\pi n = 2 \times 3.14 \times \frac{23\,000}{60} = 2410\text{r/s}$$

$$V_s = \frac{2.83}{1\,000 \times 3\,600} = 7.86 \times 10^{-7}(\text{m}^3/\text{s})$$

代入式(3-70), 则得到:

$$d = \sqrt{\frac{18\mu \ln \frac{r_2}{r_1} V_s}{\pi h \omega^2 (\rho_s - \rho)(r_2^2 - r_1^2)}} = 1.23 \times 10^{-6}(\text{m}) = 1.23(\mu\text{m})$$

### (三) 离心分离

液液相体系的分离, 主要应用于不互溶的液体互相分散得很细的乳浊液, 是食品工业和其他工业中常见的单元操作之一。牛奶加工中把牛奶乳浊液分离成脱脂牛奶和奶油, 就是液体分离的一个典型的实例。转鼓旋转时, 乳浊液在离心力的作用下分为两层, 相对密度大的液体首先沉降形成外层, 相对密度小的液体则留在里层, 从而达到液液分离的目的。

在离心机内分离两种液体时, 既要有足够停留时间令两种液体分层, 又要将液体溢流堰的位置安排得使已分层的液体不致重新混合。因此, 离心机的出口溢流堰的位置非常重要, 它不仅控制着离心机中液体的容量, 而且决定着分离实际上能否实现。

图 3-29 是分离两液体的管式离心机内溢流堰的位置与液体分层的情况。

界面的位置可根据两液层作用于界面上的静压强相等这个原则来确定。液层作用于界面上的压强是由离心力引起的。在距旋转中心为  $r$  处, 流体所受的离心力为:

$$F_c = m r \omega^2$$

密度为  $\rho$ , 半径为  $r$ , 厚度为  $dr$ , 高度为  $h$  的一圆筒形薄层液体的质量为  $2\pi rh dr \cdot \rho$ , 此薄层液体前后的离心力变化为:

$$dF_c = 2\pi rh dr \cdot \rho \cdot r\omega^2$$

由于离心力变化而造成的压强变化, 应为上式中之  $dF_c$  除以薄层表面  $S = 2\pi rh$ , 故:

$$dp = \frac{dF_c}{S} = \omega^2 \rho r dr \quad (3-71)$$

轻液层(密度为  $\rho_1$ )作用于界面上的压强:

$$\int_{\rho_1}^{p_2} dp = \int_{r_1}^{r_2} \omega^2 \rho_1 r dr = \frac{\rho_1 \omega^2}{2} (r_2^2 - r_1^2)$$

重液层(密度为  $\rho_h$ )作用于界面上的压强:

$$\int_{\rho_1}^{p_2} dp = \int_{r_1}^{r_2} \omega^2 \rho_h r dr = \frac{\rho_h \omega^2}{2} (r_2^2 - r_4^2)$$

作用于界面上的二力达于平衡, 使得界面维持在一定的位置上, 故得:

$$\rho_1 \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) = \rho_h \omega^2 (r_2^2 - r_4^2)$$

$$\text{或} \quad r_2^2 = \frac{\rho_h r_4^2 - \rho_1 r_1^2}{\rho_h - \rho_1} \quad (3-72)$$

由式(3-72)可确定  $r_2$  的大小, 就算出交界面的位置。

为了分别引出轻重两相, 转鼓内部上方设置了挡板, 挡板划分了兩相分别引出的通道。由图 3-29 可见, 若相界面至中心轴的距离  $r_2$  大于挡板外周边至中心轴的距离  $r_3$ , 轻液即可能进到重液出口与重液一起溢流而出。

例 3-8 在植物油的精制中, 要用离心机除去油相中的水分。油的密度为  $919.5 \text{ kg/m}^3$ 。水的密度为  $980.3 \text{ kg/m}^3$ 。轻液相溢流的

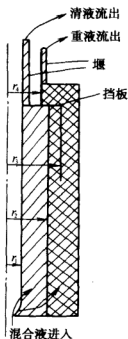


图 3-29 两种液体在离心机内的分离

- $r_1$ —轻液表面至中心轴的距离
- $r_2$ —轻、重液界面至中心轴的距离
- $r_3$ —水平挡板外周边至中心轴的距离
- $r_4$ —重液表面至中心轴的距离



半径  $r_1$  保持在 10.160mm, 排出重液相的半径为 10.414mm。计算离心机中两相交界面的位置。

解: 已知  $\rho_l = 919.5$ ,  $\rho_h = 980.3 \text{ kg/m}^3$ , 代入式(3-72), 解出  $r_2$ :

$$r_2 = \sqrt{\frac{980.3(10.414)^2 - 919.5(10.160)^2}{980.3 - 919.5}} = 13.75(\text{mm})$$

#### (四) 离心过滤

虽然离心过滤和离心沉降都是借助于离心力分离混合物, 但两者在分离原理上有较大区别。离心过滤对所分离的流体相和悬浮颗粒没有密度差的要求, 它使悬浮液中固相颗粒截留在过滤介质上, 不断堆积成滤饼层; 同时, 液体借离心力穿过滤饼层及过滤介质, 从而达到分离的目的。因此, 适合于固相含量较多、颗粒较粗的悬浮液的分离。

在分离设备上, 离心沉降时, 离心转鼓周壁无孔; 而离心过滤时, 其转鼓周壁开孔, 转鼓内铺设滤布或筛网, 旋转时悬浮液被离心力甩向转鼓周壁, 固体颗粒被筛网截流在鼓内形成滤饼, 而液体经滤饼和筛网的过滤由鼓壁开孔甩离转鼓, 从而达到固液分离的目的。在离心机内进行过滤时, 过滤推动力为液体的离心压力, 此力不因滤鼓壁上沉积了滤渣而受影响。如图 3-30 所示, 设悬浮表面距轴心的距离维持恒定为  $r_1$ , 转鼓半径为  $r_2$ , 则根据前段的推导, 过滤的推动力可对式(3-71)积分而得:

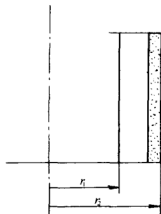


图 3-30 离心机内的过滤

$$p = \frac{\rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{2} \quad (3-73)$$

为简化起见, 做了以下假设。先设过滤介质阻力可忽略, 则过滤基本方程式(3-37)可简化为(将比阻的符号写成  $\bar{r}$ , 以免与半径符号  $r$  相混):

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\rho S^2}{\mu \bar{r} c V} \quad (3-74)$$

又设滤饼厚度与转鼓直径相比可以忽略,则过滤面积  $S$  可以视为不变而等于鼓内壁的面积。将式(3-73)代入式(3-74),得

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\rho\omega^2(r_2^2 - r_1^2)S^2}{2\mu rcV} \quad (3-75)$$

再设滤渣不可压缩,其平均比阻  $\bar{r}$  及滤渣体积与滤液体积之比  $c$  均为常数,故可令:

$$\frac{\rho\omega^2(r_2^2 - r_1^2)}{\mu \bar{r} c} = K' \quad (3-76)$$

代入式(3-75),得:

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{K'S^2}{2V}$$

此式积分后可得:

$$V^2 = K'S^2\theta \quad (3-77)$$

式(3-77)与恒压过滤的相同,但过滤常数  $K'$  由与离心力大小有关的一些因素决定。然而,公式的推导所做的假设虽然使问题简化,却与实际出入较大,因此,该式仅用于说明影响离心过滤各重要因素所起的作用,而不宜作为计算的依据,否则误差很大。

### 三、离 心 机

应用在食品工业上的离心机品种规格不少,可根据不同的使用场合与工艺要求加以合理选用。根据分离因数、操作原理或操作方式的不同,可分为不同的种类。

#### 1. 按分离因数的大小分类

分离因数  $K_c$  是指离心机所产生的离心力与重力之比,即  $K_c = r\omega^2/g$ 。根据其大小离心机可分为常速离心机,  $K_c < 3\,000$ , 适用于当量直径为  $0.01 \sim 1.0\text{mm}$  颗粒悬浮液中分离液的分离和物料的脱水; 高速离心机,  $3\,000 < K_c < 50\,000$ , 适用于极细颗粒的稀薄悬浮液及乳浊液的分离; 超速离心机  $K_c > 50\,000$ , 适用于分离不易分离的超微细粒悬浮系统和高分子的胶体悬浮液。

#### 2. 按分离原理分类

根据分离的原理离心机可分为: ①沉淀式离心机。鼓壁上无

孔,悬浮液中颗粒的直径很小而浓度不大,则沉降于鼓壁上到一定厚度之后将其取出,清液则经常从鼓的上方开口溢流而出。②分离式离心机。用于乳浊液的分离。非均相液体混合物被鼓带动旋转时,密度大的趋向器壁运动,密度小的集中于中央,分别从靠近外周的及位于中央的位置溢流而出。③过滤式离心机。鼓壁上开孔,覆以滤布,悬浮液注入其中随之旋转。液体受离心力后穿过滤布及壁上的小孔排出,而固体颗粒则截留在滤布上。

### 3. 按分离方式分类

离心机的分离方式有2种,即间歇式和连续式。根据生产规模和使用要求,可选用不同的操作方式。随着食品工业的发展,技术的不断革新,连续化生产设备已逐渐代替间歇式生产设备。

由上可知,由于所要求的分离因数大小不同、分离原理不同或操作方式(间歇与连续)的不同,离心机有各式各样的构造,下面将列举几种典型的离心机。

#### (一) 螺旋沉降离心机

螺旋沉降离心机有立式和卧式两种(后者用得较多),如图3-31所示。悬浮液经加料管进入螺旋内筒后,由内筒的进料孔进入转鼓,沉降到鼓壁的沉渣由螺旋输送至转鼓小端的排渣孔排出。螺旋与转鼓同向回转,但具有一定的转速差。分离液经转鼓大端的溢流孔排出。

转鼓是螺旋离心机的关键部件之一,有圆锥形、圆柱形和柱锥形3种基本结构形式。转鼓的结构形式和几何参数决定离心机的特点和分离效果。圆锥形有利于固相脱水,圆柱形有利于液相澄清,柱锥形则可兼顾二者的特点,是常用的转鼓形式。柱锥筒体的半锥角范围为 $5^{\circ}\sim 18^{\circ}$ ,常用的为 $7^{\circ}\sim 12^{\circ}$ 。

#### (二) 三足式过滤离心机

三足式离心机是世界上最早出现的离心机种类,按滤渣卸除方式、卸料部位和控制方法的不同,有人工上卸料、吊袋上卸料、人工下卸料、刮刀下部卸料、自动刮刀下部卸料、上部抽吸卸料和密闭防爆等结构形式。图3-32是典型的三足式过滤离心机。转鼓又称滤

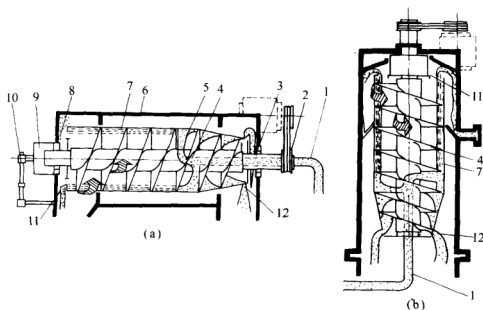


图 3-31 卧式和立式螺旋卸料沉降离心机结构示意图

(a) 卧式 (b) 立式

1—进料管 2—V带轮 3—右轴承 4—螺旋输送机 5—进料孔 6—机壳  
7—转鼓 8—左轴承 9—行星差速器 10—过载保护装置 11—溢流孔 12—排渣孔

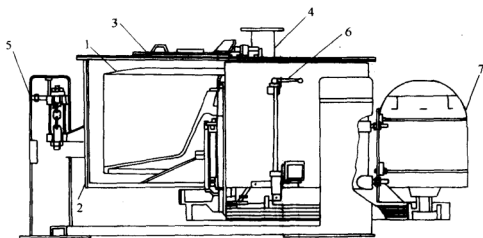


图 3-32 三足式过滤离心机

1—转鼓 2—机壳 3—机盖 4—加料管 5—支柱 6—制动器把手 7—电动机

筐,是直立的,开口向上,从底部带动。机的外壳、转鼓和传动装置都悬在3个支柱上。机盖打开后,浆料经加料管送入;机盖关闭后才能运转,从转鼓上的小孔甩出的液体集于机壳底部,用管子连续地引出。停止运转后机盖才能打开,滤渣从上方取出。

三足式离心机的转鼓直径多在1m上下,转速为每分钟几百至一千多转,分离因数一般为600~1200。适宜于处理量不大、又要求充分洗涤的物料。

### (三) 碟片式高速离心机

碟片式离心机是一种高速沉降离心机,它是利用转鼓内的一组锥形碟片和转鼓高速旋转所产生的强大离心力来工作。此种离心机可用于不互溶液体混合物的分离及从液体中分离出极细的颗粒。如图3-33所示,机的底部做圆锥形,壳内有几十以至一百以上的圆锥形碟片叠置成层,由一垂直轴带动而高速旋转。碟片表面开有孔,各孔串连成垂直的通道。分离的液体混合物从顶部的垂直管送入,直达底部,在经过碟片上的孔上升的同时,分布于两碟片之间的窄缝中,受离心力作用,相对密度大的液体趋向外周,到达机壳内壁后上升到上方的重液出口流出;轻液则趋向中心而自上方较靠近中央的轻液出口流出。各碟片的作用在于将液体分成许多薄层,缩短液滴沉降距离;液体在狭缝中流动所产生的剪切力亦有助于破坏乳浊液。若液体中有少量细颗粒悬浮固体,这些颗粒亦趋向外周运动而到达机壳内壁附近沉积下来,可间歇地加以清除。

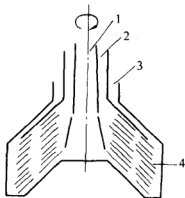


图 3-33 碟片式离心机

1—加料 2—轻液出口  
3—重液出口 4—固体物沉积区

碟片式高速离心机亦简称分离机,碟片直径可大到1m,转速多为4000~7000r/min,分离因数为4000~10000,能很好地实现乳浊液的分离和高分散悬浮液的澄清。此种设备生产能力大、自动化程

度高,因此广泛用于润滑油脱水、牛乳脱脂、饮料澄清、催化剂分离等食品加工工业。

#### (四) 管式超速离心机

超速离心机的转速高达 $8\,000\sim 50\,000\text{r/min}$ ,分离因数达 $15\,000\sim$

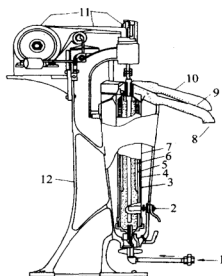


图 3-34 管式超速离心机

- 1—液体进口 2—制动器 3—重液  
4—固体 5—轻液 6—空气  
7—转鼓(管) 8—重液出口  
9—轻液出口 10—出口盖  
11—带动机构 12—机架

60 000。由于直径要小(一般为 $100\sim 200\text{mm}$ ),转速成为细长的垂直管(高为 $0.75\sim 1.5\text{m}$ ),如图 3-34。乳浊液从底下的进口引入,在管内自下而上运行的过程中,因离心力作用,依相对密度不同而分成内外 2 个同心层;到达顶部分别自轻液溢流口与重液溢流口送出管外。若用于从液体中分离出少量极细的固体颗粒,则会将重液出口堵塞,只留下轻液出口。所以,应间歇地将管取出,清除附于管壁上的小颗粒。

管式离心机分离因数很大,分离能力强,能分离一般

离心机不能分离的物料,可获得澄清度较高的分离液。

## 第五节 压 榨

在食品工业上,压榨是一种较为常见的分离固液混合物的方法。如从大豆、花生、椰子或菜子中榨取油脂;从苹果、梅、柑橘或番茄中榨取果汁以及从甘蔗中榨取糖汁等等。它通过机械压缩力将液体从液固两相混合物中分离出来。在压榨过程中液体受压力的作用从混合物中流出,而固相则被截留在压榨面之间。

一般情况下,在进行压榨操作以前,物料都需经过预处理,其目的一方面是为了便于压榨机进料,另一方面可以破坏细胞结构使得待分离物质易于释出。

压榨与过滤不同,虽然它们都是分离固液混合物,但是压榨是通过压榨面的移动,施压于固液体系中,由于液体易于流动,从而方便地从固体中分离出来。过滤则是要求固液混合物流动性好、易于用泵进行输送。有时过滤操作不能彻底除去滤饼中的水分,这时还可利用压榨的方法进一步除去水分。因此,压榨还常用于压干水分,这与干燥相似。而且机械脱水法通常较热处理法更经济,消耗的能量很少,所以应用也较为广泛。

## 一、压榨的影响因素

在压榨操作中,出汁率是反映压榨效果好坏的主要指标之一,它是指榨出的汁液量占总的物料的相对密度。出汁率越高说明压榨效果越好,同时它也是评价压榨机的性能好坏的指标之一。操作温度的选择以及所采用的压榨方法对压榨的出汁率有较大影响。操作温度越高液体的流动性越好,而且温度升高,可以降低物料的刚性,压榨的压力也可以降低。但是温度高时,有时会破坏食品中的营养成分,因此温度的选择应考虑多方面的因素。压榨方法与加压的方式和物料流动方式有关。一般,压榨机的加压与分离方法有以下3种:

(1) 选用两个平面,其中一个固定不动,另一个靠所施加的压力而移动。这种方法方便简单,一次可以处理较多的物料,而且操作压力也可以很高,加压方式可以是液压、气压或机械曲杆等。

(2) 利用一个多孔的圆筒表面和另一个螺距逐渐减少的旋转螺旋面之间的空间进行压榨。此方法容易实现连续化。因为物料可以连续加入,液体从多孔圆筒表面流出,而留下的物料也可以连续地从另一头卸除。

(3) 利用旋转辊子之间的空间进行压榨。

另外,出汁率还与物料的性质有关,若液体大多数存在于固体的间隙之中,压榨操作不需破坏细胞壁时,出汁率较高。如果需要破坏

细胞壁则需要更高的压力。因此,有时在对物料进行预处理时,可以先用某种方法破坏细胞壁,使汁液从细胞壁中流出,再进行压榨操作。

压榨操作所选取的工艺方法不仅要考虑到出汁率高,即产量最大、榨饼残液量最少等方面,而且要考虑固液分离的效率。汁液中的固体含量应尽量低。

## 二、压 榨 理 论

一般认为,压榨的基本原理是将物料置于两个表面(平面、圆柱面或螺旋面)之间,对物料施加压力使液体分离释出。释出的液体可以从左右两侧引出或透过上下两个表面流出。

压榨过程是一项较为复杂的分离过程,其分离机理还不是很明确。目前,大多采用经验或半经验公式来计算压榨过程的分离速率和得率。大量的研究报告表明,经验公式的使用范围也是非常有限的,公式的得到也是从很有限的物料特性数据中归纳出来的。当然这些公式对进一步探索压榨机理,很有意义。

### (一) 压榨压力

压榨操作中主要考虑的因素为压榨压力。压榨压力的大小影响着出汁率。压榨过程中对榨料施加压力时,榨料被压缩,榨汁逐渐从榨料中流出,榨料中的固体粒子之间的间隙越来越小;但是榨料的压缩总有一个限度。由于水分的蒸发、排出液体中带走饼屑、凝胶体受压后的凝结以及某些化学转化改变物料密度等原因,榨料体积会大大缩小,最后压缩到达极点。此时即使压力继续升高,压缩的效果也微乎其微。这个不可压缩开始点的压力,称为“极限压力”。也就是说压榨压力和体积压缩达到了平衡,压榨操作就结束了。

目前,很多学者都在研究压榨压力与榨料体积平衡的数学关系式。但是由于压榨操作的复杂性,现仍没有成熟的数学计算式来说明压榨过程基本理论。20世纪20年代初 Noel Derr 对甘蔗压榨理论进行了全面深入地研究,指出压力对蔗料体积压缩具有指数关系,以及压力与蔗汁榨出量之间的比例关系。

当榨料受压后不再发生变形,此时压榨物的形状和组成基本保



持不变,即达到了平衡,也称为压榨平衡。它是研究压榨过程与平衡速率的基础。Derr 利用一种小型的缸式压榨机装置深入研究了甘蔗和甜菜的压榨过程,得到如下的压榨计算式:

$$V_c = \frac{C}{p^n} \quad (3-78)$$

式中  $V_c$ ——压强为  $p$  时的饼渣平衡体积,  $m^3$ ;

$p$ ——压强, Pa;

$C$ ——常数,  $m^3 \cdot Pa$ ;

$n$ ——压强指数,随  $p$  而变化。

由于 Derr 推算出的计算式没有考虑到不同的压力范围,所以尚不完全正确。Gurnham 等人在一台面积为  $6.5m^2$  的筒式压榨机和一台面积为  $64.5cm^2$  的笼式压榨机上进行了试验,压强范围为  $1.7 \sim 136MPa$ 。研究结果表明:随着纤维饼块上压力的增加,饼块中固体部分的平衡堆积密度也增加,其增加量与用于进一步压榨的压力增量部分成正比,即:

$$\frac{dp}{p} = K d(\rho_c) = K' d\left(\frac{1}{V_c}\right) \quad (3-79)$$

积分得:

$$\lg p = k + \frac{k'}{V_c} \quad (3-80)$$

式中  $\rho_c$ ——饼渣平衡堆积密度,  $kg/m^3$ ;

$V_c$ ——饼渣平衡体积,  $m^3$ ;

$K'$ 、 $K$ 、 $k$ 、 $k'$ ——常数;取决于压榨物料、压榨条件和  $p'$ 、 $V_c$ 、 $\rho_c$  的量纲。

## (二) 压榨速率

压榨速率是指液体从饼渣中榨出的速率,它是压榨操作的一个重要参数。对于不同的物料,压榨速率变化很大。在一定的实验条件下导出的计算公式,其适用范围也很有限。下面介绍几种物料的压榨速率计算公式。

榨油操作中,达到一定子油回收分数  $m/m_0$  所需时间基本上取

决于压榨压强和榨出油的黏度。当实验条件为:压强 6.80~30.6 MPa,温度 15~125℃(相当于黏度变化 15 倍),压榨时间 0.5~9h 时,子油回收分数可由下式表示:

$$\frac{m}{m_0} = \frac{C' p^{1/2} \tau^{1/6}}{v^a} \quad (3-81)$$

式中  $v$ ——压榨温度下油的运动黏度,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

$\tau$ ——压榨时间,  $\text{s}$ ;

$m$ ——在时间  $\tau$  内油的榨出量,  $\text{kg}$ ;

$m_0$ ——原料中的含油量,  $\text{kg}$ ;

$a$ ——取决于油子种类和处理工艺的常数;

$C'$ ——压榨常数,取决于待榨物料的种类、处理工艺和各变量所选的单位。

Shirato 等人将土壤压实原理与过滤原理结合起来,导出了浆状物料和滤饼的压榨操作时的压榨速率,式(3-82)意味着在时间  $\tau_c$  内平衡压榨对应于  $U_c$ ,而实际压榨中存在延迟或滞后效应。另外在应用时需要测定  $r$  和  $C_m$  2 个参数,比较困难。

$$U_c = 1 - \exp\left(-\frac{\pi^2 i^2 C_e \tau_c}{4 m_c^2}\right) \quad (3-82)$$

$$C_e = \frac{\rho_s \rho}{\mu C_m r} \quad (3-83)$$

$$U_c = \frac{L_0 - L}{L_0 - L_\infty} \quad (3-84)$$

式中  $U_c$ ——压榨时间为  $\tau_c$  的饼渣相对厚度,量纲为 1 的纯数;

$i$ ——每块饼渣渗透的表面数,纯整数;

$m_c$ ——单位面积上干饼渣质量,  $\text{kg}/\text{m}^2$ ;

$\rho_s$ ——饼渣固体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$\rho$ ——子油液体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$\mu$ ——滤液的黏度,  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ;

$C_m$ ——压缩渗透率指数;

$r$ ——平均滤饼比阻,  $\text{m}^{-2}$ ;

$L_0$ 、 $L$ 、 $L_\infty$ ——分别为压榨时间为 0、 $\tau_c$  和  $\infty$  时的饼渣厚度。m,  $L_\infty$  即是平衡厚度。

式(3-82)能否应用于非过滤性料浆沉积出的滤饼,目前还没有有关研究的报道。而且,真正不可压缩滤饼的滤浆不可能通过过滤后的压榨来脱水。滤饼压缩性愈显著,采用压榨操作愈有实用意义。当压缩指数达到某一临界值,压榨操作开始具有吸引力。临界值决定于具体压榨物及其应用场合,一个保守的参考数值是 0.2。

### 三、压榨设备

压榨设备有间歇式和连续式两大类型。在间歇式压榨机中,其加料、卸料等操作工序均是间歇进行的。这些设备具有结构简单、安装费用低廉、操作维修方便等优点。至今仍在广泛使用,特别是在小规模或传统的生产过程中使用较多。但是,随着食品工业的发展,大规模生产将逐渐取代某些传统的生产,因此生产的连续化问题越来越突出,连续式压榨机的研制开发就越显重要。

#### (一) 间歇式压榨机

##### 1. 手动式压榨机

最简单的压榨机即为手动式压榨机,如图 3-35 所示。它主要由手柄、大螺杆、支柱、压榨板和机座等组成。操作时,先用布袋将要压榨的物料包裹起来,放在压榨板和机座之间,扳动手柄经螺杆使压榨板下降而对物料施加很高的压力,一般可达到 10~20kN。将物料中所包含的汁液压榨出来,流入下部汁液收集盘中,压榨渣则留在布袋中。施压过程中应注意压力必须缓缓地增加,以免布袋破裂造成榨汁混浊。待泄压且压榨板复位后,将压榨渣由机座取下卸料。

##### 2. 水压式压榨机

水压式压榨机主要是利用被压液体通过压榨机的缸体将活塞顶起,从而施压于物料上,达到压榨的目的。这种压榨机的效率低,而且还需要有附属的加压系统。加压系统一般由水压泵、蓄水器 and 配压器组成。

水压式压榨机的压榨板有箱式、板式、栏式、笼式和缸式等形式;

其目的都在于使物料受压均匀、汁液易于流出、装卸料操作方便等。

图 3-36 是一种板式压榨机。它由四根直立钢柱做成坚固的压榨支架, 上有顶板下有底版, 中间夹有 10~16 块压榨板, 距离 75~125mm。当水压活塞加压时, 压榨板间的物料受到压缩, 压榨初期的压力较低, 通常仅几个兆帕。当被榨物料的体积逐渐缩小时, 压力增加很快, 可达到初期压力的 5~10 倍。压榨后的残渣形成了组织致密而又坚实的榨饼。

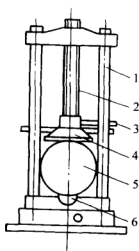


图 3-35 手动式压榨机

1—支柱 2—大螺杆 3—手柄  
4—压榨板 5—物料 6—榨汁出口

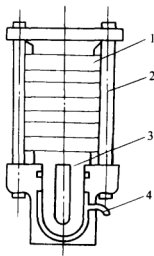


图 3-36 板式压榨机

1—压榨板 2—汁液通道  
3—活塞 4—油出入口

加压系统主要用以保证必要的压榨压力。水泵通常多采用四活塞立式泵。高压液体经蓄力器和配压器送入压榨机, 然后又从压榨机沿回流线路回到泵的贮液槽中, 构成封闭的循环系统。

由于活塞式水泵输送的液体压力不均匀, 属于脉冲式输送形式, 如果将高压液体直接送入压榨机中, 可能使压榨机压力的突然升降, 物料受压波动厉害, 造成操作的不稳定性, 而且也容易损坏设备。因此在回路中常安装蓄力器, 用以防止这种压力冲击作用所产生的危害。

配压器的作用主要是调节压力,它可以提供压榨机所需的各种大小的压力。装配形式可采用成组装配,也可单个装配。成组装配的配压器可同时配合4~6台压榨机,它将受压液体调节成3.0~35.5MPa的范围,供压榨机使用。配压器主要靠阀门来调节压力,容易实现自动控制。

## (二) 连续式压榨机

### 1. 螺旋压榨机

早期螺旋压榨机主要用来榨油、水果榨汁及鱼肉磨碎物。它具有结构简单、体积小、出汁率高而且操作方便等优点。近年来随着压榨理论研究的进展,以及设备本身的革新,该设备的应用更加广泛。

图3-37为螺旋压榨机的结构简图,其主要部分是榨膛,由榨笼和在榨笼内旋转的榨轴(螺旋轴)组成。榨笼是由数十根长方形扁铁做成的一个圆筒形骨架,骨架由螺栓固定,圆筒形骨架用垫片充填,垫片间有缝隙供榨出液流出。螺旋轴类似螺旋输送机,依靠它来完成挤压物料的工作。沿物料流动方向螺旋轴与榨笼壁之间的间隙尺寸逐渐变窄,使榨膛工作空间也随之变小,物料则由螺旋轴尺寸较大的一端进入,经旋转输送到较小端,而且压力逐渐增加,到达出口处,已基本变成榨渣。控制出口缝隙的大小,可调节榨渣出口压力,使榨膛内操作压力保持稳定。

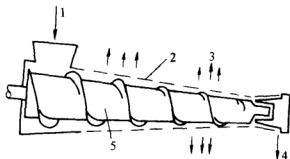


图 3-37 螺旋压榨机的结构简图

1—加料口 2—缝孔 3—液体出口  
4—卸渣口 5—螺旋轴

螺纹的规格尺寸将影响到压榨条件。物料流动及受压是由于绞丝螺旋轴的转动引起的。螺纹间距的逐渐缩小,就形成一定的压缩比,即榨膛中螺纹轴前截与后截所构成的空余体积的比例。所以应该控制压缩比,以处理不同的物料,使其达到最佳压榨条件。

## 2. 辊式压榨机

辊式压榨机常用在制糖工业的甘蔗榨汁上。它是将机械碎解作用力与压榨压力结合起来,使榨汁效果更佳。按安装形式可分为竖立式和横卧式两种类型,后者较为常见。根据辊的个数,又可分为双辊、三辊、四辊和六辊等多种,以三辊压榨机最为普遍。

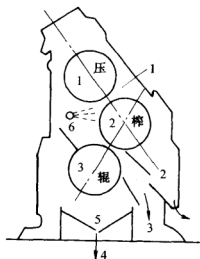


图 3-38 三辊式压榨机示意图

- 1—物料入口 2—汁槽  
3—料渣 4—稀汁  
5—稀汁槽 6—水管

立式和横卧式两种类型,后者较为常见。根据辊的个数,又可分为双辊、三辊、四辊和六辊等多种,以三辊压榨机最为普遍。

图 3-38 为三辊压榨机示意图。它不需承渣板,三辊位置成倾斜,两辊间互相排成  $30^\circ$ 。如将此机用于压榨甘蔗,1、2 两辊间榨出的原蔗汁由辊 2 下方的原汁收集槽送出,2、3 两辊榨出的稀蔗汁则由辊 3 下方的稀汁收集槽送出,蔗渣由压榨机下方的蔗渣刮板分离后去除。

制糖工业上还有一种三辊压榨机,其顶辊位于其余两辊中间的上方,在两端压杆作用下与两辊发生挤压。蔗糖先进入顶辊与前辊之间被压缩,经底梳导至顶辊与后辊之间再压缩排出,蔗汁则流入底座中的汁槽排出。顶辊和后辊均有与齿沟吻合的梳板,以清除粘在辊面的蔗料。顶辊上有液压装置,并与蓄能器连接,以保证对顶辊施加稳定的压力。

## 练 习 题

1. 用落球法测液体的黏度,方法如下:将待测液体置于玻璃容

器中,测定一钢球在其中的沉降时间,从而算出液体的黏度。今用此法测糖蜜的黏度,测得直径为5mm的钢球在糖蜜中沉降200mm所需时间为5.35s。已知钢球密度为 $7800\text{kg/m}^3$ ,糖蜜密度为 $1400\text{kg/m}^3$ ,试计算糖蜜的黏度。

2. 密度为 $3320\text{kg/m}^2$ 的CaO粒子在 $20^\circ\text{C}$ 空气中自由沉降。试计算服从斯托克斯定律的最大颗粒直径和服从牛顿定律的最小颗粒直径(两者分别被称为第一和第二临界直径)。

3. 有两个品种的豌豆混合物,其一的粒径为6mm,密度为 $1050\text{kg/m}^3$ ,另一粒径为7.5mm,密度为 $1080\text{kg/m}^3$ 。此混合物在常温的水中自由沉降时,当第一种豌豆降下0.5m时,第二种降下多少?

4. 速溶咖啡粉(相对密度1.05)的直径为 $60\mu\text{m}$ ,为 $250^\circ\text{C}$ 的热空气带入旋风分离器中,进入时的切线速度为 $20\text{m/s}$ ,在器内的旋转半径为0.5m,求其径向沉降速度。同样大小的颗粒在同温度的静止空气中沉降时,其沉降速度应为多少?

5. 某谷物的颗粒粒径为4mm,密度为 $1400\text{kg/m}^3$ 。求在常温水中的沉降速度。又有该谷物的淀粉粒,在同样的水中测得其沉降速度为 $0.1\text{mm/s}$ ,试求其粒径。

6. 原用1个旋风分离器分离排放气中的灰尘,因分离效率不够高,拟改用3个(直径相同)并联,其形式及各部分尺寸的比例不变,气体进口速度也不变。求每个小旋风分离器的直径应为原来的几倍?可分离的临界粒径为原来的几倍?

7. 某气体中含有大小不等的尘粒,最小的粒子直径为 $10\mu\text{m}$ 。已知气体流量为 $3000\text{m}^3/\text{h}$ (标准态),温度为 $500^\circ\text{C}$ ,密度为 $0.43\text{kg/m}^3$ ,黏度为 $3.6 \times 10^{-5}\text{Pa}\cdot\text{s}$ ,尘粒的密度为 $2000\text{kg/m}^3$ 。今有一降尘室,共有5层,求每层的沉降面积。

8. 某淀粉厂的气流干燥器每小时送出 $10000\text{m}^3$ 带有淀粉颗粒(密度为 $1500\text{kg/m}^3$ )的 $80^\circ\text{C}$ 热空气(密度为 $1.0\text{kg/m}^3$ ,黏度为 $0.02\text{cP}$ ),分离淀粉颗粒的旋风分离器为标准形式。器身直径 $d=1000\text{mm}$ ,其他部分的尺寸按标准比例确定。(1)试估计理论上可分离的最小颗粒直径 $d_c$ ;(2)分别估计 $10\mu\text{m}$ 与 $20\mu\text{m}$ 颗粒的粒级效率,并

计算设备的阻力损失。

9. 拟设计在液体食用油的水洗设备之后,接以沉降槽以分离油和水。假定离开洗涤器出来的混合物,油以球滴出现,滴径为 $0.05\text{ mm}$ ,料液中油与水的质量比为 $1:4$ ,分离后的水相可认为绝不含油。已知料液流量为 $2\text{ t/h}$ ,油的相对密度为 $0.9$ ,油温和水温均为 $38^\circ\text{C}$ 。试求沉降槽的沉降面积(假定沉降符合斯托克斯定律)。

10. 果汁中浆渣为可压缩,测得其压缩指数为 $0.6$ ,在 $100\text{ kPa}$ 的过滤压差下,经某压滤机过滤,最初 $1\text{ h}$ 可得 $2.5\text{ m}^3$ 清汁。问在其余条件均相同时,要得到最初 $1\text{ h}$   $3.5\text{ m}^3$ 的清汁,要采用多大压差?设介质阻力忽略不计。

11. 实验室中以小型板框压滤机在表压 $350\text{ kPa}$ 下过滤某滤浆,得如下数据:

过滤时间/min	8	26	54.5	72	93	110
液流量/L	18.9	37.8	56.7	68	75.6	82

已知实验设备的过滤面积为 $0.2\text{ m}^2$ ,如果希望在大生产规模的设备上过滤同样的物料,但浓度比小试验的大 $50\%$ ,且过滤表压为 $280\text{ kPa}$ 。问过滤面积为 $10\text{ m}^2$ 时,每小时可得滤液多少(设滤饼不可压缩)?

12. 有一转筒真空过滤机,每分钟转 $2$ 周,每小时可得滤液 $4\text{ m}^3$ 。若滤布阻力忽略不计,问每小时要获得 $5\text{ m}^3$ 滤液,转鼓每分钟应转几周?此时转鼓表面的滤饼厚度为原来的几倍?假定所用的真空度不变。

13. 某板框叶滤机于进行恒压过滤 $1\text{ h}$ 后,共送出滤液 $11\text{ m}^3$ ,停止过滤后用 $3\text{ m}^3$ 清水(其黏度与滤液相同)于同样压力下对滤饼进行横穿洗涤。求洗涤时间。假设滤布阻力可以忽略不计。

14. 用板框压滤机过滤,滤浆由 $\text{CaCO}_3$ 和水组成。在 $94.4\text{ kN/m}^2$ 的恒压下操作,操作温度为 $298.2\text{ K}(25^\circ\text{C})$ ,滤浆浓度为 $23.47\text{ kg}$ 粒子/ $\text{m}^3$ 滤液)。数据如下表计算常数 $a$ 和 $R_m$ 。



$V \times 10^3/\text{m}^3$	$t/\text{s}$	$V \times 10^3/\text{m}^3$	$t/\text{s}$	$V \times 10^3/\text{m}^3$	$t/\text{s}$
0.5	6.3	2.5	51.7	4.5	134.0
1.0	14.0	3.0	69.0	5.0	160.0
1.5	24.2	3.5	88.8		
2.0	37.0	4.0	110.0		

15. 某离心分离机的有效转鼓高度为 0.3m, 转速为 5 400r/min。欲使鼓内水中离中心轴距 0.04m 处的酵母能产生向鼓壁沉降的效果, 问进水流量的最大值为多少? 已知酵母的直径为  $5\mu\text{m}$ , 密度为  $1\,150\text{kg}/\text{m}^3$ , 水温为  $20^\circ\text{C}$ 。

16. 以过滤式离心机过滤某一液体食品。转鼓内径 0.4m, 转速为 5 000r/min。鼓内液体的内半径为 0.2m。已知该液体食品的密度为  $1\,040\text{kg}/\text{m}^3$ , 试求离心过滤压力。

17. 用离心分离除去食品中的颗粒用离心的方法从稀料浆中除去直径为  $5 \times 10^{-2}\text{mm}$  的固体食品颗粒。颗粒的密度为  $1\,050\text{kg}/\text{m}^3$ , 溶液密度为  $1\,000\text{kg}/\text{m}^3$ , 液体黏度为  $1.2 \times 10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。所用的离心机的转数为  $3 \times 10^3\text{r}/\text{min}$ , 转筒尺寸为  $b = 100.1\text{mm}$ ,  $r_1 = 5.00\text{mm}$ ,  $r_2 = 30.0\text{mm}$ 。计算要除去这些颗粒所能采用的最大流量( $\text{m}^3/\text{s}$ )。

## 第四章 混合、乳化

### 基础理论和知识

1. 调匀度、混合尺度、搅拌器、搅拌功率、捏合机等概念。
2. 乳化剂、斯托克斯定律、胶体磨、均质机等概念。

### 基本技能及要求

1. 熟练地掌握混合、乳化过程中成品的测定计算以及相关能耗的计算方法。
2. 了解混合、乳化相关的设备形式和操作技能。

混合是食品工业中一项重要的单元操作。混合是指将两种或两种以上的不同物料相互混合,使各组分粒子均匀分布的操作。混合的对象,可以是固体、液体,也可以是气体。食品工业上大多数情况是固体与固体、固体与液体、液体与液体之间的混合。

混合操作的目的主要有:

- (1) 制备均匀的混合物,如调和、乳化、分散、捏合及固粒混合等。
- (2) 促进传质,使物料之间有良好的接触,如食品的吸附、咖啡的浸出、糖的溶解等。
- (3) 促进传热,如在搅拌槽内进行的加热或冷却。

针对不同的操作要求,采取的混合方式也不同。一般来说以液体为主的物料混合叫搅拌;以固体为主的物料的混合称为混合,有时两者统称为混合。将乳浊液(如牛奶和豆奶等)、悬浮液(如果汁等)进行边破碎、边混合的操作称为均质。目的是得到均匀的、颗粒细微一致的混合物。将两种互不相溶的液体混合成均匀状态的操作称为乳化。

本章主要讨论搅拌混合和乳化两种单元操作。

# 第一节 混 合

## 一、混合的基本理论

### (一) 混合机理

两种或两种以上不同的混合物在混合机内,在外力作用下进行混合,从开始时的局部混合逐渐达到整体的均匀混合状态,在某个时刻即达到动态平衡。此时刻,分离和混合反复交替进行着,而混合的均匀度不会再提高。因此,整个混合过程存在着这三种混合方式。

#### 1. 对流混合

对流混合是由于混合机外壳或混合机内的叶轮、螺旋带等内部构件的旋转作用,促使所有粒子大幅度地移动位置,而形成循环流动,并同时进行混合。

#### 2. 剪切混合

剪切混合是由于物料群体中的粒子间有速度差异,而使各粒子产生相互滑动或碰撞,从而引起的混合。对于高黏度物料,如面团和糖蜜等,主要是依靠剪切混合,一般称捏合。捏合机工作部件对物料产生的剪切力,使物料拉成越来越薄的料层,料层表面出现裂纹,并产生层流流动,从而达到混合。挤压膨化机和绞肉机中的物料在螺杆作用下也产生剪切混合。

#### 3. 扩散混合

对于互溶性物料,固体与液体、气体与液体、液体与液体等,在混合过程中以分子扩散形式向四周做无规律运动,从而增加了两组分间的接触面积,达到均匀分布状态。对于互不相溶的粉状粒子,在混合过程中以单个粒子为单元向四周移动,类似气体和液体分子的扩散,使各组分的粒子在局部范围内扩散,达到均匀分布。与对流混合相比,混合速度显著下降,但由扩散混合最终可达到完全均匀混合。

事实上,在混合机内以上3种机理同时存在。根据处理物料的性质及混合机形式不同,常以其中一种混合方式为主。

## (二) 混合效果的度姪

混合物混合的均匀程度是衡量混合效果的主要技术指标之一。通常用调匀度和混合尺度来表示。

### 1. 调匀度

设有 A、B 两种液体,各取体积  $V_A$  及  $V_B$  进行混合,则混合物中 A 的平均体积分数为:

$$\Phi_A = \frac{V_A}{V_A + V_B} \quad (4-1)$$

经过一定时间的搅拌后,在容器中各处取样分析。若样品中 A 的体积分数  $\Phi_A$  越接近平均体积分数  $\Phi_{A0}$ ,则说明混合均匀性越好;反之,若  $\Phi_A$  与  $\Phi_{A0}$  偏差越大,则说明均匀程度越差。因此,可用调匀度来表示样品与均匀状态的偏离程度,即某一样品的调匀度  $I$  为:

$$I = \frac{\Phi_A}{\Phi_{A0}} \quad (\text{当样品中 } \Phi_A < \Phi_{A0} \text{ 时}) \quad (4-2)$$

或 
$$I = \frac{1 - \Phi_A}{1 - \Phi_{A0}} \quad (\text{当样品中 } \Phi_A > \Phi_{A0} \text{ 时}) \quad (4-3)$$

显然,调匀度  $I$  越大,说明混合的均匀性越好。若取  $n$  个样品进行分析,则全部  $n$  个样品的平均调匀度  $\bar{I}$  为:

$$\bar{I} = \frac{I_1 + I_2 + \cdots + I_n}{n} \quad (4-4)$$

平均调匀度  $\bar{I}$  可以衡量整个混合物的均匀程度。当混合均匀时,  $\bar{I} = 1$ 。

### 2. 混合尺度

对于混合物来说,往往是一种组分以微团形式分散于另一组分中。因此,所取样品的尺寸不一样,测得的调匀度也不同。若从设备尺度上来取样,测得的调匀度基本一致,这样的状态称为宏观均匀。当所取样品小到微团尺寸时,调匀度将明显下降。而实际上,所取样品来自同一种混合物。因此,必须引入另一个重要概念——混合尺度,用以说明调匀度是在何种尺度上测得的。

对于互溶液体,搅拌越剧烈,液体微团尺寸越小,可在更小的尺度上达到混合均匀。当液体微团消失时,可达到分子尺度上的

均匀。

对于不互溶液体,无论搅拌如何强烈,也只能将其中一种液体破碎成微小液滴,不可能达到分子尺度上的均匀。液体搅拌越激烈,液滴尺寸越小,分散程度越高,可达到均匀混合的尺度也越小。

对于固液系统和固固系统,通过搅拌只能达到某种宏观上的均匀。因为再强烈的搅拌,也无法改变固体颗粒的尺寸。

## 二、液液系统的搅拌

利用机械搅拌互不溶的两种液体,使其中一组分均匀分散到另一组分中,形成液液混合物。这种操作常用来制备乳化液。对于互溶液体的搅拌,则往往是为了促进传热或溶解。

### 1. 搅拌装置结构

常用的搅拌装置由下列部分组成:

(1) 盛装被搅拌液体的容器,即搅拌槽。

(2) 一根旋转的中心轴及安装在轴上的推动器(叶轮)。

(3) 辅助部件,如密封装置、支架、槽壁上的挡板等。

图 4-1 所示为一个典型的搅拌器装置。

搅拌装置的主要工作部件是叶轮。它在旋转轴的带动下旋转,进而推动周围液体旋转。叶轮的形式多种多样,广泛使用的基本上有三种:平桨式、旋转式和蜗轮式。

(1) 平桨式搅拌器 这是一种最常见的搅拌器,适用于黏稠性物料和一般液体的搅拌,如简

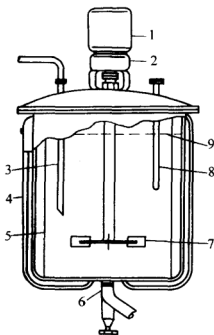


图 4-1 典型的搅拌器装置

- 1—电动机 2—减速器
- 3—插入管 4—夹套
- 5—挡板 6—排放阀
- 7—推动器 8—温度计套
- 9—液面

单的液体混合,固体的悬浮和溶化,气体的分散等。转速一般为 $20\sim 80\text{r/min}$ ,属低速搅拌。它的特点是构造简单,易于制造和更换;但搅拌效果一般,局部剪切效应有限,不适于乳化操作。图 4-2 为平桨式搅拌器示意图。

(2) 旋桨式搅拌器 它的桨叶形状和螺旋桨相似,适合于低黏度液体的高速搅拌。转速常在  $400\text{r/min}$  以上,最高可达  $1\,500\text{r/min}$ 。特别适合于乳化液的制备,但不适合于高黏度液体。图 4-3 为旋桨式搅拌器叶轮的示意图。

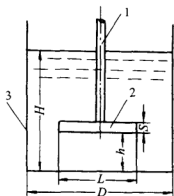


图 4-2 平桨式搅拌器

1—轴 2—桨叶 3—容器

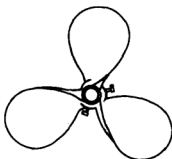


图 4-3 旋桨式搅拌器叶轮

器叶轮

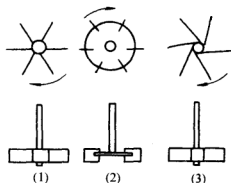


图 4-4 蜗轮式搅拌器

(1) 开式平叶片 (2) 带叶片圆盘

(3) 弯曲叶片

(3) 蜗轮式搅拌器 它类似于平桨式搅拌器,只是叶片多而短,且转速较高。一般为  $400\sim 2\,000\text{r/min}$ 。当这种搅拌器旋转时,搅拌液沿轴心由中心进入,经各小叶片加速后,再以高速由周边抛出。这种搅拌器的特点是,能耗不大,搅拌效率高,有较好的剪切效应。因此,常用于乳化液、悬浮液等的制备。缺点是

制造复杂,价格较贵。图 4-4 为蜗轮式搅拌器的示意图。

在食品工业中还经常用到一种特制的搅拌器——锚式搅拌器，其轮廓与槽的内壁十分密合，旋转时与槽内壁形成的缝隙很小。它的特点是通过桨叶的刮扫，可以除去槽内壁上的沉积物，防止物料在壁上焦化或结晶析出，并且可以促进传热。这种搅拌器在带夹套的加热器中用的较多，但它所起的混合作用是很弱的。图4-5所示为锚式搅拌器。

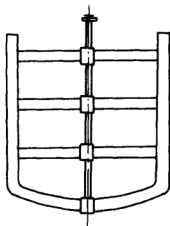


图 4-5 锚式搅拌器

## 2. 搅拌功率

搅拌器的搅拌功率与生产操作中的能量消耗有关，是衡量搅拌装置性能好坏的根据之一。

液体搅拌所需要的功率取决于液体的流动形态、流动速度、搅拌器的构型及物料的性质。具体地说，与叶轮形状、大小和转速，液体的黏度和密度，搅拌槽的大小和内部构件有关。因为涉及的变量较多，一般采用下列经验关联式：

$$\frac{P}{d^5 n^3 \rho} = C \cdot \left( \frac{d^2 n \rho}{\mu} \right)^a \left( \frac{dn^2}{g} \right)^b \quad (4-5)$$

式中  $P$ ——搅拌功率；

$d$ ——搅拌器直径；

$n$ ——搅拌器转速；

$\rho$ ——液体的密度；

$\mu$ ——液体的黏度；

$g$ ——重力加速度；

$C$ 、 $a$ 、 $b$ ——比例系数及指数，由实验测定。

式(4-5)还可写成如下形式：

$$Eu = C Re^a Fr^b \quad (4-6)$$

式中的  $Eu (= P/d^5 n^3 \rho)$  称为搅拌的欧拉准数(功率准数)，含有功率  $P$ ，表示输入功率施加于受搅拌液体的力； $Re (= d^2 n \rho / \mu)$  为

搅拌的雷诺数,含有黏度  $\mu$ ,表示施加的力与黏滞阻力之比; $Fr$  ( $=dn^2/g$ )为搅拌的佛鲁德数,含有重力加速度  $g$ ,表示施加的力与重力之比。

对于搅拌时液体表面中央不产生旋涡的系统,由于没有液体被举起,重力的影响很小,可忽略不计。此时, $b=0, Fr^b=1$ ,式(4-6)可简化为:

$$Eu = C Re^a \quad (4-7)$$

在搅拌装置的选择和设计中,由于影响因素很多,有许多具体情况与经验关联式不相符,很难做到准确的设计。因此,常采用先以小型设备进行试验,在试验中使表示工艺特征的参数达到生产要求,然后再将此小型设备放大到生产规模的方法。此过程称做搅拌器的放大。

### 三、固液系统的搅拌

#### 1. 搅拌的目的

对于固液系统中的搅拌,常有两方面的作用。一是借助机械搅拌,使固体颗粒均匀分散到液体中,形成悬浮液。二是用于固液传质设备中,借助搅拌作用使悬浮液强烈湍动,减小固体粒子周围液膜阻力,从而增大传质速率,如食盐、糖的溶解等。

#### 2. 固体悬浮的状态

固体粒子在搅拌槽中的悬浮状态,有以下几种。

(1) 均匀悬浮:指槽内各处的悬浮百分率相同,并等于 100%。悬浮百分率的定义为:

$$\text{悬浮百分率} = \frac{\text{取样点固体的质量分数}}{\text{槽内固体的质量分数}} \times 100\%$$

悬浮百分率表示在液相中固体的悬浮程度。实际操作中,要达到均匀悬浮是很困难的。

(2) 完全悬浮:槽内所有粒子都悬浮在液体中,在槽的底面上没有粒子运动或沉积,但槽内粒子浓度不是处处相同。

(3) 槽底面上的粒子全部处于运动状态:槽内一部分粒子悬浮



在液体中,而未悬浮起来的另一部分粒子,全部在槽底面上运动。沉降速度大的粒子多属于此种悬浮状态。

(4)槽底有粒子堆积的悬浮状态:这种悬浮状态的特点是一部分粒子悬浮在液相中,另一部分粒子沉积在槽底面上,其中一些在底面上运动,另一些则堆积在底面上静止不动。但沉积粒子的数量不变,不随时间延长而增多。

在实际操作中,一般根据生产要求,选择适当的悬浮状态,作为操作依据。再以此状态的特点,来确定搅拌器的尺寸、转速及功率等。

### 3. 影响固体悬浮操作的因素

- (1) 流体在槽内的流动形态和循环速率大小。
- (2) 搅拌槽和叶轮的形式、大小以及叶轮的转速、安装位置。
- (3) 固体颗粒的大小、形状、粒径分布和密度。
- (4) 液体的密度、黏度。
- (5) 颗粒的沉降速度。
- (6) 悬浮液的浓度。

## 四、捏 合

在粉状物料中加入少量液体,制备成均匀的塑性物料或膏状物料,如面团等;在高黏度物料中加入少量的粉体或液体添加剂制备成均匀混合物,如蜂蜜等都属于捏合操作。

### (一) 捏合操作的特点

- (1) 捏合比其他任何混合操作都要困难,时间较长。
- (2) 捏合的功率消耗大。
- (3) 捏合机的搅拌叶轮与机壁面之间间隙大小和叶轮形状对于操作非常重要。只有间隙很小,才能产生很强的剪切力,使物料分散;叶轮外形要适合所处理物料的性质,才能控制物料在捏合机内的运动路径和范围,不断把物料带到捏合有效区域,形成高效捏合操作。

- (4) 物料的进料状态对捏合操作极有影响。为了保证产品质量

量,需预先处理物料。如加入固体是微量的,且溶于某一组分,应先将固体溶于此组分内,再与其他组分进行捏合。

## (二) 捏合机

### 1. 双臂式捏合机

如图 4-6 所示。两个捏合叶片轴平行并排安装于槽内,两叶片以相反方向旋转,且转速不同。叶片和槽壁之间间隙很小。物料在叶片旋转时,受剪切力和挤压力而得到捏合。捏合机上的捏合叶片有三种类型,如图 4-7 所示,其中以  $\sigma$  型应用最为广泛。

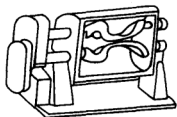


图 4-6 两轴式双臂  
捏合机

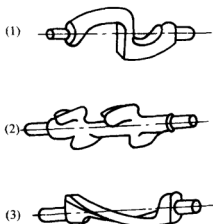


图 4-7 捏合叶片  
(1) $\sigma$ 形 (2)鱼尾形 (3)Z形

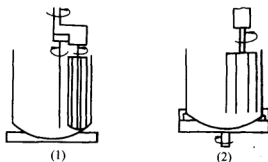


图 4-8 混合锅的工作原理  
(1)固定式 (2)转动式

### 2. 混合锅

如图 4-8 所示。图 4-8(1)中锅体不动,安装在锅内的叶片一面自转,一面沿锅内壁缓慢公转。图 4-8(2)中锅体安装在转动轴上转动,捏合叶片则偏心安装于靠近锅壁处做固定的旋转。

捏合质量取决于捏合叶片的形状和运动轨迹。常用的捏合叶片如图 4-9 所示。

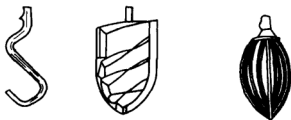


图 4-9 混合锅的几种混合元件

### 3. 辊磨机

如图 4-10 所示。将若干个磨辊由上向下排列，磨辊的转动方向相反，且转速不同。物料在很小的间隙内受到很大的剪力。当反复通过此间隙后，各种成分和添加剂会均匀分布于物料之中。图 4-10 所示的五辊机是用于巧克力生产，将原料加在最下部的一对磨辊上，展开成薄层，逐次向上方速度较快的磨辊上移动，最终由顶部磨辊上的刮刀刮下而进入斜槽卸出。

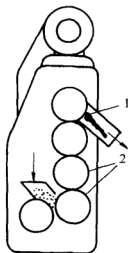


图 4-10 辊磨混合机

1—刮刀 2—磨辊

### 4. 螺旋式捏合机

如图 4-11 所示，属于连续式捏合机。在机内，每个螺旋叶片上都有几个缺口，在内壁上则有向内凸出的捏合齿。螺杆连续转动，同时又沿轴做往复运动。当螺旋叶轮旋转时，推动物料前进；而当做往复运动时，捏合齿恰好通过螺旋叶片上的缺口，产生强大的剪切效应。因此，螺旋每旋转一次，捏合齿就对物料捏合一次。故在较短时间内，即可达到很高的混合程度。

### (三) 捏合机的选择

对于给定的过程如何选择适宜的捏合机形式及大小，还没有一个统一的基准。一般来说，要考虑下列因素的影响：

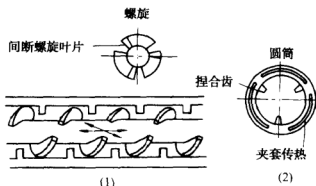


图 4-11 螺旋式捏合机

(1) 螺旋 (2) 圆筒

(1) 给定的生产任务,操作要求的混合程度。

(2) 处理的物料量、各组分的相对数量、物料和各组分物性(如黏度、密度、润湿性、黏着性等)相差程度、处理物料对空气、水或热的敏感程度。

(3) 捏合过程是否需要加热或冷却、加压或真空。

(4) 捏合机的进料、卸料、清洗是否方便可靠,清洗频率。

(5) 经济性、设备费用、操作费用及维持费用。

考虑上述因素的影响,分析类似过程,选出适宜的捏合机形式,并根据生产量要求确定具体规格和型号。

## 五、固体混合

固体粒子间混合的主要目的是要得到组分浓度均匀的混合物。混合的机理也是对流混合、剪切混合、扩散混合,经常是三者同时存在。

### (一) 粒子的离析问题

在混合机内,两组粒子进行混合的同时,还有粒子离析现象发生。离析是与粒子混合相反的过程,妨碍良好混合,也可使已混合好的混合物重新分层,降低混合物的均匀程度,在混合操作中应充分注意。与离析有关的因素一是固体粒子的物理性质,二是混合机的形式。

#### 1. 固体粒子物理性质对离析的影响

(1) 密度和粒径的影响。在混合机内,相同的操作条件下,混合大小、密度相同的固体物料,则混合运动状态是相同的。若混合两种性质差别较大的物料时,会有不同的混合运动状态,有相互离析的倾向。当两种物料的粒径比或密度比太大时,较小的或较重的粒子将通过较大的或较轻的粒子,沉积于容器底部,产生离析。

(2) 表面光滑的球形粒子,流动性大,易滑过表面粗糙的、非球形(如棒状、纤维状)粒子,而产生离析。

(3) 对于粉状物料,具有容易附着和容易凝集的特点。若湿度超过一定限度,则容易聚集成团,使混合机内粒子的流动性变差,影响混合的均匀性。

(4) 此外,若粉状物料粒度太小,容易以粉尘的形式被带走。

## 2. 混合机形式的影响

对于两种物料物理性质差别大的情况,宜选择机壳旋转型的混合机,因为机壳的旋转可防止粉体附着和凝集。例,对于机壳固定型的混合机,当粒径比( $d_A/d_B$ )或密度比( $\rho_A/\rho_B$ )为0.8~1.3时,即产生离析;而对于机壳旋转型的混合机, $d_A/d_B$ 或 $\rho_A/\rho_B$ 值可达1.5。

## 3. 防止离析产生的一般方法

(1) 改进配料方法,使物性相差不大。

(2) 在干物料中加入适量液体,如用水润湿物料,适当降低其流动性,有利于混合。

(3) 改进加料方法、粒子层的重叠方式。在混合机内混合时,下层粒子向上移动,上层粒子向下移动,降低离析程度。

(4) 对易聚集成团的物料,在混合机内加破碎装置,或增加径向混合的措施。

(5) 降低混合机内的真空度或破碎程度,减少粉尘量。

## (二) 混合机的形式

固体混合机按照结构可分为机壳旋转型和机壳固定型两种;按照操作方式可分为间歇式和连续式。间歇式混合机容易控制混合质量,适应物料配比经常改变的情况,用得较多。

### 1. 转鼓式混合机

属于间歇式混合机,如图 4-12 所示。机壳(转鼓)有圆筒形、双圆锥形或 V 形,机壳绕轴旋转。随着机壳的旋转,改善了机内粒子的运动状态,增强了混合能力。视物料及过程不同,可在机内加装破碎装置、加液装置或挡板。

这类混合机适合轻度混合情况,机内有效体积大,易于清洗,适用于细粉或磨料混合。

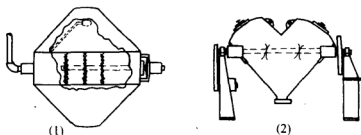


图 4-12 转鼓式混合机

(1) 双圆锥形 (2) V 形

## 2. 螺旋带式混合机

如图 4-13 所示,机壳为固定的。在机槽内水平轴上装有两条约方向相反的螺旋带,使物料向两相反方向运动,同时兼有横向运动。这种混合机可以处理低密度的细料、纤维状物料或黏稠物料。

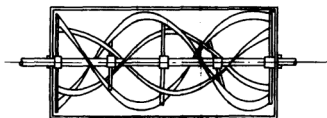


图 4-13 螺旋带式混合槽的原理图

## (三) 混合机形式的选择

由于混合机形式的选择很大程度上依赖于经验或小型试验结果,因此还没有统一的定论,此处仅给出选型的一般原则,以供参考。

(1) 确定混合操作的目的和要求,包括混合产品的性质、要求的

混合度、生产能力、操作为间歇式或连续式等。

(2) 根据物料的物理性质,如粒子形状、大小及其分布、密度、流动性、物料的附着性或凝聚性、润湿性等,以及各组分物料的差异程度,分析对混合操作的影响。

(3) 由上述两项,初步确定适合的混合机形式。

(4) 结合物料的性质及混合机形式,确定操作条件与混合速度(或最终混合度)的关系以及混合规模。

混合机操作条件包括混合机旋转速度、装填率,原料组分比、各组分加入方法、顺序和加入速率、混合时间等。

(5) 确定所需功率。

(6) 验核操作的可靠性和经济性。经济性包括设备费、操作费和维持费。

## 第二节 乳 化

乳化是将两种互不相溶的液体进行密切的混合,使一种液体以微小液滴或固形微粒子的形式均匀分散在另一种液体中的混合操作。它包含着混合和均质。通常将以微小液滴形式存在的液体称为分散相(内相),另一种液体称为连续相(外相),形成的混合体系称乳化液。

乳化液是一种不稳定的体系,为了得到稳定的乳化液,在乳化操作中,除了采用机械搅拌和均质外,一般还要加入第三种成分——乳化剂,以保持乳化液的稳定性。

乳化技术在食品加工中应用较多。通过乳化处理,能使食品中互不相溶的组分相互融合,形成稳定、均匀的形态,并可改善产品内部结构,提高产品质量。因此,在现代食品工业中地位很重要。

本节主要讨论乳化操作的基本理论、乳化方法及设备。另外,对食品工业中的乳化剂也做了简单介绍。

## 一、乳化操作的基本理论

### (一) 乳化机理

我们知道,在液体的相界面上存在着表面张力。表面张力有使液体保持最小表面积的趋势。在油与水的混合物中,由于其各自表面张力的作用,将使两相尽量缩小其表面积,即尽量缩小接触面积。只有当油、水分层时,它们的接触面积最小,此时体系才最稳定。

若对油与水的混合物进行搅拌,将使两相界面不断破裂,界面面积急剧增大,最后,一相以微粒状(或液滴)分散于另一相中,形成乳化液。但此时的体系在热力学上是不稳定的,一旦静置,还会分层。

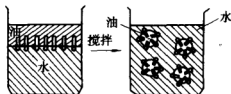


图 4-14 乳化作用示意图

若在体系中加入乳化剂,由于乳化剂具有表面活性,它将向油水界面吸附,并在分散相表面形成具有一定强度的界面膜,包住分散相液滴,从而防止液滴聚合,使液滴均匀

分散于连续相中。图 4-14 为乳化作用示意图。

### (二) 乳化液类型

食品工业中大多数乳化液都是油与水的混合物,但不是绝对的纯水与纯油的混合物。除了油与水外,在体系中还有盐类、糖类等水溶性物质及其他油溶性物质。通常,乳化液按其分散相和连续相不同,分为两类:油包水型和水包油型,分别用 W/O 和 O/W 表示。

乳化液的类型与两相的相互组成和比例有关。连续相是水,分散相为油的乳化液为 O/W 型,其基本特性由水决定,如牛奶;反之,连续相是油,分散相为水的乳化液是 W/O 型,其基本特性由油决定,如人造奶油和乳酪。

### (三) 乳化液的稳定性

只利用机械搅拌制备的乳化液,其体系是很不稳定的。加入乳化剂后形成的乳化液,也多少具有不稳定的特性,它最终会受重力或其他力的作用而发生分层。所以,乳化液的稳定性是相对的。通常,



以乳化液中分散相的分层和聚合速度来衡量其稳定性。

对于单纯的乳化液,若忽略布朗运动,则分散液滴上浮或沉降的速度,可用斯托克定律来表示:

$$v_0 = \frac{g(\rho_p - \rho)d_p^2}{18\mu} \quad (4-8)$$

式中  $v_0$ ——分散相液滴沉降或上浮速度;

$\rho_p$ ——分散液滴的密度;

$\rho$ ——连续相的密度;

$\mu$ ——连续相的黏度;

$d_p$ ——液滴的平均直径;

$g$ ——重力加速度。

由上述可知,由于两相存在密度差而导致分散液滴发生沉降或上浮,是影响稳定性的直接原因。而分散相液滴的聚合更是加速了这种运动。因此,分散液滴界面上的保护膜的质量如何也是影响稳定性的关键因素。综上所述,影响乳化液稳定性的因素主要有:

### 1. 液滴的大小

由斯托克定律可知,液滴的沉降或上浮速度与其直径的平方成正比。液滴的直径大小,是影响稳定性的重要因素。有例子说明,当油滴的半径是  $0.1\mu\text{m}$  时,它在水中的上浮速度约为  $1.8 \times 10^{-3}\text{cm/h}$ ,若其半径增加到  $1\mu\text{m}$  时,速度将增至  $0.2\text{cm/h}$ 。因此,乳化操作中液滴的微粒化是很重要的,有必要采取均质操作。例如,消毒奶和搅拌型酸奶的生产中,就需要经过均质化以防止体系发生分层。

### 2. 两相的相对密度

沉降或上浮速度与两相的密度差成正比。因此,在乳化操作中,应尽量减小两相的密度差。在食品工业中,采用将溴导入植物油中形成溴化油,清凉饮料中使用乳化白浊剂等方法,来减小两相密度差,促进乳化液的稳定。

### 3. 两相的黏度

在乳化液中,分散相液滴的黏度高时,可减慢液滴的聚合速度;连续相的黏度高时,可以阻碍分散液滴的聚合并使乳化液流动性变

差,从而保持体系稳定。食品工业中常采用向溶液中添加增稠剂的方法,增加溶液黏度。

#### 4. 界面保护膜的影响

由于乳化剂的表面活性,乳化剂分子吸附于分散液滴表面,形成界面膜,防止液滴聚合,增加乳化液的稳定性。因此,选择合适的乳化剂,形成良好的界面膜,在乳化操作中是非常重要的。

## 二、食品工业中的乳化剂

乳化剂是表面活性剂,其结构一部分与油脂中的烃类结构相似,易溶于油,称亲油基;另一部分是易溶于水的基团,称亲水基。这两种基团存在于同一个结构中,使乳化剂能与油相和水相同时发生作用,在两相界面上定向排列。因此,乳化剂分子具有两亲性,既有亲油性(易溶于油),又有亲水性(易溶于水)。

### (一) 乳化剂的作用

乳化剂主要有以下 3 个方面的作用:

(1) 在分散相表面形成有一定强度的稳定的保护膜。由于乳化剂分子的两亲性,使乳化剂分子在分散相表面形成一定的组织结构——界面吸附膜。这层吸附膜具有一定的强度,使液滴在碰撞时不易聚合。

(2) 降低界面张力。由于界面吸附膜的存在,降低了两相界面的表面张力,可以使液滴均匀分散在连续相中。

(3) 在分散液滴表面形成双电层。对于离子型乳化剂,被吸附于分散液滴表面后,其亲水基团经电离后带有电荷,形成双电层,使液滴之间相互排斥,阻止液滴的聚合。图 4-15 为双电层示意图。

### (二) 乳化剂的亲油性及亲水性

乳化剂的乳化特性是由其分子中亲水基的亲水性和亲油基的亲水性的相对强度决定的。为此提出了乳化剂的亲水亲油平衡值(Hydrophile Lipophile Balance,简称 HLB)的概念。它是乳化剂分子实际亲和力的体现,表示分子内亲水性和憎水性平衡后整个分子的综合倾向是亲水的还是亲油的,及亲和程度。

一般,HLB 值范围为 1~20,以 HLB 10 为亲油、亲水的分界限。HLB>10 的乳化剂为亲水性乳化剂,具有亲水特征;HLB<10 的乳化剂为亲油性乳化剂,具有亲油特征。

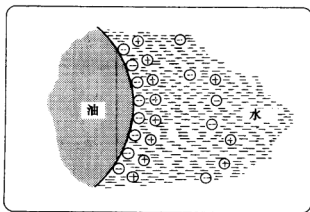


图 4-15 在油-水界面的双电层

制备乳化液时,亲油性乳化剂多用于形成油包水型(W/O)的乳化液,亲水性乳化剂多用于形成水包油型(O/W)的乳化液。

### 三、乳化方法及设备

#### (一) 乳化方法

按照乳化剂的加入方法可把乳化方法分成三种:

##### 1. 乳化剂在油中法

先将乳化剂溶于油相,进行加热,然后在搅拌的条件下,将温水加入混合物中。此条件形成 W/O 型的乳化液。若再继续加水,可得到 O/W 型的乳化液,此过程称乳化液的转相。此法常用于 HLB 较小的乳化剂。

##### 2. 乳化剂在水中法

将乳化剂先溶于水中,在强烈搅拌下,将油加入。利用这种方法,可直接生产 O/W 型的乳化液。若想得到 W/O 型乳化液,则继续加油直至发生转相。此法常用于 HLB 较大的乳化剂。

### 3. 轮流加液法

每次取少量油或水,轮流加入乳化剂中。这种方法特别适用于制造含油量高的 O/W 型乳液,如蛋黄酱和其他菜油的乳液。

乳液在乳化后,还必须经过后处理,如进行均质、巴氏杀菌、冷却降温、机械处理等,使制品达到生产要求。

在实际生产中,要根据乳化剂的亲油、亲水性选择乳化方法,而且往往要进行必要的组合。不管采用何种乳化方法,通常都需要通过机械搅拌或均质来实现。

## (二) 乳化设备

生产中使用的乳化设备主要有四种类型:搅拌混合器、胶体磨、均质机和超声波乳化器。

### 1. 搅拌混合器

它是以乳化剂的乳化作用为主的设备,与前面讨论的搅拌装置相同,此处不再赘述。

### 2. 胶体磨

胶体磨的主要工作部件是锥形的定磨盘和动磨盘。定磨盘是固定不动的,动磨盘可以旋转。它们之间由于锥度不同,形成环形间隙,间隙大小可以调节,范围通常为 0.5~1.5mm。工作时,料液从间隙通过,受到磨盘的强烈剪切、挤压和冲击作用而破碎和混合。

胶体磨的形式一般有卧式和立式两种,其结构见图 4-16 和图 4-17。

### 3. 均质机

常用的均质机是高压均质机,由高压泵和均质阀等组成。通常为三柱塞往复泵,在料液的出口管路上安装有双级均质阀。均质阀处料液通道为一环形间隙,间距很小,料液的均质作用就在均质阀处发生。

高压均质机的工作原理是,料液由高压泵获得很高的压力,在通过均质阀的间隙时,由于间隙很小,受到强烈的剪切作用而被破碎和乳化。均质阀工作的过程如图 4-18 所示。

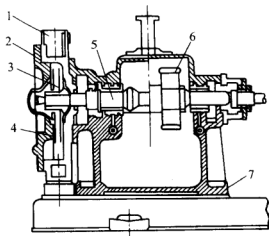


图 4-16 卧式胶体磨结构示意图

- 1—进料口 2—机前壳 3—动磨盘  
4—定磨盘 5—动、定磨盘之间间隙调节装置  
6—传动机构 7—机座

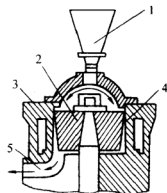


图 4-17 立式胶体磨  
结构简图

- 1—进料口 2—动磨盘  
3—定磨盘 4—工作面  
5—卸料口

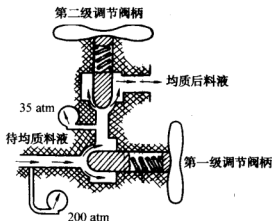


图 4-18 双级均质阀工作示意图

$$1 \text{ atm} = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$$

实验测得全乳在  $60^\circ\text{C}$  时进行均质, 所得均质牛乳中脂肪球的平均直径  $d_p$  和均质压强  $\Delta p$  之间关系可用下列经验式表示:

$$d_p = \frac{12}{\sqrt{\Delta p}} \quad (\mu\text{m}) \quad (4-9)$$

式中  $d_p$ ——脂肪球平均直径,  $\mu\text{m}$ ;

$\Delta p$ ——均质压强,  $\text{Pa}$ 。

根据上式可计算牛乳进行乳化时所需的均质压强。

#### 4. 超声波乳化器

超声波乳化是将频率为  $20 \sim 25\text{kHz}$  的超声波发生器放入料液中, 或者使料液在高速流动中, 由于超声波的搅拌作用而使料液均质化。

超声波发生器通常有三种: 机械系统、磁控振荡器和压电晶体振荡器。食品工业中常用的为机械式超声波发生器, 如图 4-19 所示。

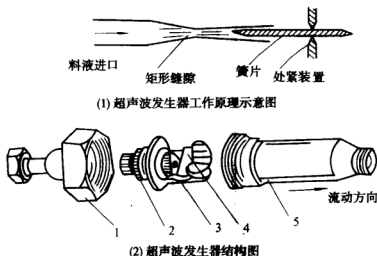


图 4-19 机械式超声波原理及发生器

1—底座 2—可调喷嘴体 3—喷嘴心 4—簧片 5—共鸣钟

均质管腔内有一楔形薄簧片, 置于矩形缝隙前方的管内。液体由矩形缝隙处喷出射向簧片, 引起簧片产生振动。簧片振动, 液流也被带动而上、下振动。当簧片的振动频率达到超声波范围时, 液体中即有极激烈的振动。在簧片附近, 振动最激烈, 料液就在此区域由于振动而破碎、乳化, 液滴大小能为  $1 \sim 2\mu\text{m}$ 。

簧片可以用一个或数个节点固定,从而引起簧片产生共振,增强乳化效果。料液可以用齿轮泵在  $0.35 \sim 1.4\text{MPa}$  ( $3.5 \sim 14\text{atm}$ ) 下送到喷射口。

### (三) 乳化系统

乳化系统是由乳化设备、辅助设备、管路及控制部件构成的乳化操作系统。通常有间歇式和连续式两种。一般小型生产厂家多采用间歇式,生产能力大的厂家多采用连续式。

#### 1. 间歇式乳化系统

如图 4-20 所示。此系统主要由油相和水相的预混合罐和乳化罐及搅拌、均质、后处理设施等组成。操作时,两相先分别进行预混合,然后按一定比例进入乳化罐进行混合,最后经过均质、冷却等处理,得到稳定的乳化液。

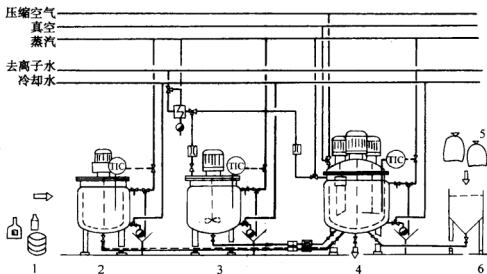


图 4-20 间歇式乳化系统

- 1—油脂原料 2—油相预混合罐 3—水相预混合罐 4—多功能乳化罐  
5—粉状原料 6—粉末容器

#### 2. 连续式乳化系统

如图 4-21 所示。油相和水相经预混合后经计量泵送入乳化罐进行连续的混合、均质、冷却等处理。必要时,可以进行机械后处

理。连续式乳化系统的主要优点:可以得到稳定、连续的最终产品;可以同时进行生产和包装;有利于生产过程中参数的调控,实现生产自动化。

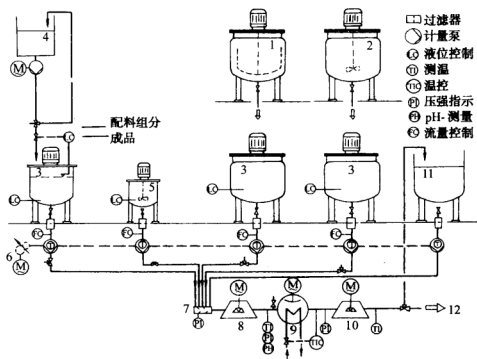


图 4-21 连续式乳化系统流程

1—油相预混合 2—水相预混合 3—中间贮缸 4—其他配料 5—香料及活性成分  
6—可变速计量泵 7—预混合器 8—I号均质机 9—刮板式换热器  
10—II号均质机 11—回流 12—成品

## 练 习 题

1. 在某一间歇式混合器内,将淀粉和干菜粉进行混合以生产汤料混合物,干菜粉和淀粉的原料比例为 40:60。混合进行 5min 后,取样分析结果是,若淀粉含量以质量分数表示,则混合物组成的均方差为 0.0823。试问若要求混合物达到均方差等于规定的允许高限值 0.02,混合操作还需进行多长时间?

2. 实践证明,糖蜜和维生素浓缩液在直径为 0.6m、深度为



0.75m的容器内,采用直径0.3m、转速450r/min的三叶桨式搅拌器搅拌,可以得到很好混合。今欲设计更大的设备,拟取容器直径1.8m,若保持与小设备同样的混合状况,试问容器深度、搅拌桨直径和转速应各取何值为宜?电动机功率有多大改变?混合物的黏度为 $0.066\text{Pa}\cdot\text{s}$ ,密度为 $1520\text{kg/m}^3$ 。

3. 用带旋桨式搅拌桨的混合器来搅拌工业用甘油。已知容器直径为1.63m,器内液层深度为1m。甘油的密度为 $1.200\text{kg/m}^3$ ,黏度为 $0.016\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。若搅拌器转速为500r/min,搅拌甚强烈,测得电动机功率为12kW,试求搅拌器的直径。

4. 某牛奶均质机在进行牛奶均质时。将牛奶脂肪球的平均直径从 $3.5\mu\text{m}$ 减至 $1\mu\text{m}$ ,生产能力为 $2.22\times 10^{-5}\text{m}^3/\text{s}$ 。已知均质机的 $k_1=500$ , $m=2$ ,牛奶表面张力为 $10\times 10^{-3}\text{N/m}$ ,试计算均质所需的压强和功率。

5. 为了制取某种难溶的矿物盐稀溶液,使矿物盐在容器内与 $30^\circ\text{C}$ 的水混合,采用平桨式搅拌器搅拌,搅拌器的直径为500mm,所消耗的运转功率为0.0385kW。试估算搅拌器的转速。估算时,稀溶液的物件数据以水来代替。又,如将水的温度升至 $80^\circ\text{C}$ ,要求所消耗的功率相同,转速应如何改变?

6. 采用平桨式的搅拌器来搅拌液体,原用的桨叶直径为容器直径的 $1/3$ ,今拟以容器直径的 $1/4$ 的桨叶直径来代替,要求功耗一样,问转速应做如何改变?已知搅拌是在湍流区进行。

## 第五章 传 热

### 基础理论和知识

导热、热对流、热辐射、热导率、对流传热系数、总传热系数、对数平均温差、换热器、热阻等概念。

### 基本技能及要求

1. 掌握借助图表、公式完成相关传热过程计算的技能。
2. 了解各类换热设备,并能够选型。

## 第一节 概 述

### 一、传热在食品工业中的应用

传热即热量传递。在食品加工生产中,大多数生产过程都需要控制在一定的温度下进行,为了达到或保持所要求的温度,常常需要对物料进行加热或冷却,即需要有热能的输入或输出;生产中,当设备和管道在高温或低温下操作时,若要保证其中物料能维持一定的温度以及减少热量(或冷量)损失,则需要对设备和管道进行保温(或保冷);此外,回收利用热量或冷量已经成为降低生产成本的重要措施之一。可见,传热是食品工业重要的单元操作之一。同时热能的合理利用对降低产品成本和环境保护有着重要的意义。

生产上最常遇到的是冷、热两种流体之间的热量交换。

### 二、传热的基本方式

热的传递是由于系统内或物体内部温度不同而引起的。当无外功输入时,根据热力学第二定律,热总是自动地从温度较高的部分传给温度较低的部分,或是从温度较高的物体传给温度较低的物体。根据传热机理不同,传热的基本方式有三种:传导、对流和辐射。

### (一) 热传导

当物体内部或两个直接接触的物体之间存在着温度差时,物体中温度较高部分的分子因振动而与相邻的分子碰撞,并将能量的一部分传给后者,这样,热能就从物体的较高的部分传到温度较低的部分。这种传递热量的方式称为热传导,又称导热。

### (二) 热对流

在流体中,由于流体质点的位移和混合,将热能从一处传到另一处的传递热量的方式称为热对流,又称对流传热。工程上常将流体流过固体壁面时与该壁面发生的热量传递称为对流传热。对流传热过程往往伴有热传导。

### (三) 热辐射

辐射是一种通过电磁波传递能量的过程。任何物体,只要其绝对温度不为零度,都会以电磁波的形式向外界辐射能量。其热能不依靠任何介质而以电磁波的形式在空间传播,当被另一物体部分或全部接收后,又重新转变为热能。这种传递热能的方式称为热辐射或辐射。

实际生产中,以上三种传热方式很少单独存在,常常是其中两种或三种同时出现。

## 三、传 热 过 程

冷、热流体间的传热过程,根据冷、热流体的接触情况可分为直接接触式、间壁式和蓄热式3种,每一种传热方式所用换热设备的结构各不相同(见第六节换热器)。间壁式传热在食品加工生产中应用最为广泛,故本章讨论以此种传热过程为主。

### (一) 传热速率

传热过程的速率有两种表示方法。

#### 1. 热流量 $Q$

单位时间内热流体通过整个换热器的传热面传递给冷流体的热量,  $W/h$ ;

#### 2. 热面积热流量 $q$

通过单位传热面积所传递的热量,  $W/m^2$ , 即:

$$q = \frac{dQ}{dS} \quad (5-1)$$

与热流量  $Q$  不同, 热面积热流量  $q$  与传热面积  $S$  大小无关, 完全取决于冷、热流体间的热量传递过程, 是反映具体传热过程速率大小的特征量。

## (二) 稳态传热与非稳态传热

### 1. 稳态传热过程

工业上大多数传热过程是连续进行的, 且传热过程中流体的温度、流动参数和物性等有关物理量都不随时间而变, 这种传热过程称为稳态传热。

### 2. 非稳态传热过程

若传热过程是间歇进行的, 此时流体的温度将随时间的变化而变化, 这种传热过程称为非稳态传热。

本章主要讨论稳态传热过程的有关问题。

## 第二节 热 传 导

### 一、傅立叶定律

热传导是由于物体内部分子微观运动引起的一种传热方式。热传导的机理相当复杂, 目前还了解的很不完全。但这一基本传热方式的宏观规律可用傅立叶(Fourier)定律加以描述, 即:

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \quad (5-2)$$

式中  $q$  ——热流密度,  $W/m^2$ ;

$\frac{\partial t}{\partial n}$  ——法向温度梯度,  $^{\circ}C/m$ ;

$\lambda$  ——比例系数, 称为热导率,  $W/(m \cdot ^{\circ}C)$ 。

或:

$$Q = -\lambda S \frac{\partial t}{\partial n} \quad (5-3)$$

式中  $S$ ——传热面积,  $\text{m}^2$ 。

傅立叶定律是热传导的基本定律,它指出,热流密度与传热面的法向温度梯度成正比,式(5-2)中负号表示热流方向与温度梯度方向相反。如图 5-1 所示,即热量从高温向低温传递。

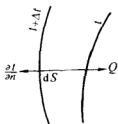


图 5-1 温度梯度和傅立叶定律

## 二、热 导 率

式(5-2)中的比例系数(即热导率) $\lambda$ 是表征材料导热性能的一个参数,为物质的物理性质之一。物质的热导率 $\lambda$ 值越大,导热性能越好。与黏度系数 $\mu$ 一样,热导率 $\lambda$ 也是分子运动的一种宏观表现。

物质的热导率与材料的组成、结构、温度、湿度、压强以及聚集状态等许多因素有关。各种物质的热导率可用实验方法测定。一般来说,金属的热导率最大,非金属固体的热导率较小,液体更小,而气体的热导率最小。

### (一) 固体的热导率

常用固体材料的热导率见表 5-1。

固体中,金属是最好的导热体,其热导率的数量级为  $10 \sim 10^2 \text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。纯金属的热导率一般随温度升高而降低。随金属纯度的下降,其热导率减小。如含碳为 1% 的普通碳钢的热导率为  $45 \text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ , 不锈钢的热导率仅为  $18 \text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

非金属建筑材料的热导率的数量级为  $10^{-1} \sim 10 \text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

表 5-1 常见固体材料的热导率(0 ~ 100℃)

材 料	密 度 /(kg/m <sup>3</sup> )	热导率 /[W/(m·℃)]	材 料	密 度 /(kg/m <sup>3</sup> )	热导率 /[W/(m·℃)]
石 棉	600	0.15	建筑用砖	1 700	0.695~0.812
毛 毡	300	0.064	绝热砖	600	0.127~0.203
锯木屑	200	0.069 5	耐火砖	1 840	1.04
软木片	160	0.046 4	混凝土	2 300	0.127
松 木	600	0.139~0.382	聚氯乙烯	—	0.139~0.151

绝热材料热导率的数量级为  $10^{-2} \sim 10^{-1} \text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

绝大多数质地均匀的固体材料,其热导率与温度近似成线性关系,可用下式表示:

$$\lambda = \lambda_0(1 + \alpha t) \quad (5-4)$$

式中  $\lambda$ ——固体在温度  $t^\circ\text{C}$  时的热导率,  $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$\lambda_0$ ——固体在  $0^\circ\text{C}$  时的热导率,  $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$\alpha$ ——温度系数,  $1/^\circ\text{C}$ ; 对大多数金属材料为负值, 而对大多数非金属材料为正值;

$t$ ——温度值,  $^\circ\text{C}$ 。

## (二) 液体的热导率

液体分成金属液体和非金属液体两类。金属液体的热导率较大, 非金属液体的热导率较小, 但比固体绝热材料为大。液态金属的热导率随温度升高而降低。在非金属液体中, 水的热导率最大, 且除了甘油和水外, 常见液体的热导率随温度升高而略有减小。图 5-2 给出了一些常见液体的热导率。

## (三) 气体的热导率

气体的热导率比液体更小, 约为液体热导率的  $1/10$ 。图 5-3 给出了一些常见气体的热导率。气体的热导率随温度的升高而增大; 但在相当大的压强范围内, 压强对气体的热导率无明显影响, 只有当压强很高或很低时, 才随压强的增加而增大。

气体的热导率小对导热不利, 但有利于保温。固体绝热材料的热导率之所以很小, 就是因为空隙率很大, 含有大量空气的缘故。

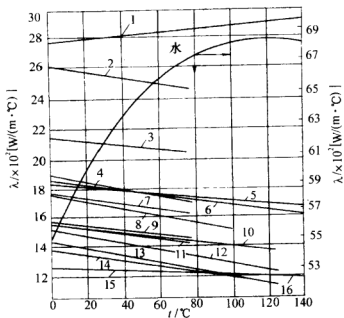


图 5-2 液体的热导率

- 1—无水甘油 2—蚁酸 3—甲醇 4—乙醇 5—蓖麻油 6—苯胺  
7—醋酸 8—丙酮 9—丁醇 10—硝基苯 11—丙醇 12—苯  
13—甲苯 14—二甲苯 15—凡士林 16—水(用右边的坐标)

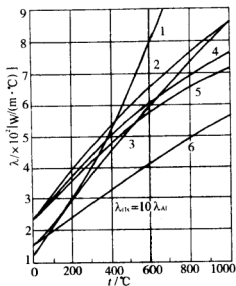


图 5-3 各种气体的热导率

- 1—水蒸气 2—氧 3—CO<sub>2</sub> 4—空气 5—氮 6—氢

### 三、通过平壁的稳态导热过程

#### (一) 单层平壁

##### 1. 传热速率

如图 5-4 所示, 设有一高度和宽度均很大的单层平壁面, 厚度为  $\delta$ ; 平壁为均质, 热导率不随温度而变化; 平壁两侧表面温度保持均匀, 分别为  $t_1$  及  $t_2$ , 且  $t_1 > t_2$ ; 若壁内温度不随时间变化, 仅沿  $x$  轴方向变化, 则壁内传热系稳态一维热传导, 此时其热流密度为常数,

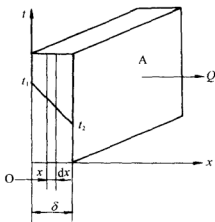


图 5-4 单层平壁的热传导

傅立叶定律可写成:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad (5-5)$$

当  $x_1=0$  时  $t=t_1$ ;  $x_2=\delta$  时,  $t=t_2$ , 则:

$$q = -\lambda \frac{t_2 - t_1}{x_2 - x_1} = \lambda \frac{t_1 - t_2}{\delta} = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda}} \quad (5-6)$$

或传热速率为:

$$Q = qS = \frac{\Delta t}{R} \quad (5-7)$$

式中  $\delta$ ——平壁厚度, m;  
 $\Delta t$ ——温差(推动力),  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $R = \delta/(\lambda \cdot S)$ ——导热热阻,  $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。

此式表明, 传热速率与传热推动力  $\Delta t$  成正比, 与热阻  $R$  成反比。从式  $R = \delta/(\lambda \cdot S)$  还可以看出, 传导层厚度  $\delta$  越大, 传热面积和热导率越小, 热阻越大。热导率  $\lambda$  随温度而变化, 计算时可用平均温度下的  $\lambda$  值。

##### 2. 平壁内的温度分布



当热导率为常量时,  $dt/dx = \text{常量}$ , 即平壁内温度呈线性分布。  
并有

$$t = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\delta} \cdot x \quad (5-8)$$

当热导率不为常量时, 温度分布为曲线。

例 5-1 厚度为 240mm 的砖壁, 内壁温度为  $200^\circ\text{C}$ , 外壁温度为  $40^\circ\text{C}$ , 砖的热导率取  $1.0\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ 。试求: 通过每平方米砖壁的热流密度。

解: 由式(5-6)得:

$$q = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{200 - 40}{\frac{0.24}{1.0}} = 667(\text{W}/\text{m}^2)$$

## (二) 多层平壁

如图 5-5 所示, 由不同厚度、不同材料的壁面组成的三层平壁, 各层的厚度分别为  $\delta_1$ 、 $\delta_2$  和  $\delta_3$ , 热导率分别为  $\lambda_1$ 、 $\lambda_2$  和  $\lambda_3$ , 壁面的面积为  $S$ 。假设层与层之间接触良好, 即两接触面表面温度相同, 各表面的温度分别为  $t_1$ 、 $t_2$ 、 $t_3$  和  $t_4$ 。若壁内传热为稳态一维热传导, 则通过各层的传热速率必相等,  $q$  为热流密度,  $Q$  为传热速率。

即

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

或

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\lambda_1 S(t_1 - t_2)}{\delta_1} = \frac{\lambda_2 S(t_2 - t_3)}{\delta_2} = \frac{\lambda_3 S(t_3 - t_4)}{\delta_3} \\ &= \frac{\Delta t_1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 S}} = \frac{\Delta t_2}{\frac{\delta_2}{\lambda_2 S}} = \frac{\Delta t_3}{\frac{\delta_3}{\lambda_3 S}} \end{aligned} \quad (5-9a)$$

则

$$Q = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 S} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 S} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 S}} = \frac{t_1 - t_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 S} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 S} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 S}} \quad (5-9b)$$

同理, 对  $n$  层平壁, 热导率为:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i S}} = \frac{\sum \Delta t}{\sum R} \quad (5-10)$$

从上式可以看出,多层平壁热传导的总推动力为串联的各层温度差之和,总热阻为串联的各层热阻之和。且传热速率正比于总推动力,反比于总热阻。

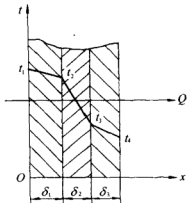


图 5-5 多层平壁的热传导

例 5-2 有一炉壁由耐火砖、保温砖和建筑砖等三层材料砌成(参见图 5-5),各层材料的厚度和热导率分别为:耐火砖  $\delta_1 = 230\text{mm}$ ,  $\lambda_1 = 1.4\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ;保温砖  $\delta_2 = 115\text{mm}$ ,  $\lambda_2 = 0.15\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ;建筑砖  $\delta_3 = 230\text{mm}$ ,  $\lambda_3 = 0.8\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ 。若炉内壁温度为  $900^\circ\text{C}$ ,外壁温度为  $50^\circ\text{C}$ 。试求:

- (1) 炉壁的传热速率;
- (2) 各层接触面上的温度。

解: (1) 由式(5-9b)得:

$$Q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 S} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 S} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 S}} = \frac{900 - 50}{\frac{0.23}{1.4 \times 1} + \frac{0.115}{0.15 \times 1} + \frac{0.23}{0.8 \times 1}} = 697.6(\text{W})$$

(2) 由式(5-9a):

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 S}} = \frac{t_2 - t_3}{\frac{\delta_2}{\lambda_2 S}} = \frac{t_3 - t_4}{\frac{\delta_3}{\lambda_3 S}}$$

求得各层的温差及各接触面的温度分别为:

$$\Delta t_1 = Q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1 S} = 698 \times 0.23 \div (1.4 \times 1) = 115(^\circ\text{C})$$

$$t_2 = t_1 - \Delta t_1 = 900 - 115 = 785(^\circ\text{C})$$

$$\Delta t_2 = 535^\circ\text{C}$$

$$t_3 = t_2 - \Delta t_2 = 785 - 535 = 250(^\circ\text{C})$$

$$\Delta t_3 = 200^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 50^{\circ}\text{C}$$

在本例中,保温砖层热阻最大,分配于该层的温差也最大。

#### 四、通过圆筒壁的稳态导热过程

在工业生产中,通过圆筒壁的热传导极为普遍。

##### (一) 单层圆筒壁

##### 1. 传热速率

如图 5-6,设有内、外半径分别为  $r_1$ 、 $r_2$  的圆筒,内、外表面温度分别为  $t_1$ 、 $t_2$  且  $t_1 > t_2$ ,传热管足够长,则圆筒内的传热属稳态一维热传导。此时,傅立叶定律可写成:

$$Q = -\lambda S \frac{dt}{dr} = -\lambda(2\pi r L) \frac{dt}{dr} \quad (5-11)$$

将上式分离变量积分得:

$$Q = \frac{2\pi L \lambda (t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (5-12)$$

或写成:

$$Q = \frac{S_m \lambda (t_1 - t_2)}{\delta} \quad (5-13)$$

$$S_m = \frac{2\pi L (r_1 - r_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = 2\pi r_m L \quad (5-14)$$

式中  $S_m$ ——对数平均面积,  $\text{m}^2$ ;

$\delta$ ——圆筒壁厚,  $\delta = r_2 - r_1$ ,  $\text{m}$ 。

对于  $r_2/r_1 < 2$  的圆筒壁,以算术平均值代替对数平均值导致的误差  $< 4\%$ ,作为工程计算,此时  $S_m$  可取  $(S_1 + S_2)/2$ 。

##### 2. 圆筒壁内的温度分布

对于稳态热传导,将式(5-11)积分得圆筒壁内温度分布为:

$$t = -\frac{Q}{2\pi\lambda} \ln r + C \quad (5-15)$$

此式表明,圆筒壁内温度按对数曲线变化。式(5-15)中的积分

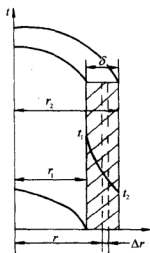


图 5-6 单层圆筒壁的热传导

常数  $C$  和热流量  $Q$  可由边界条件:

$$r = r_1 \text{ 时 } t = t_1$$

$$r = r_2 \text{ 时 } t = t_2$$

求出。

## (二) 多层圆筒壁

多层圆筒壁的导热过程可视为各单层圆筒壁串联进行的导热过程。对稳态导热过程,单位时间内由多层壁所传导的热量,等于通过各层壁所传导的热量。

如图 5-7,以三层圆筒壁为例。设各层壁厚分别为  $\delta_1 = r_2 - r_1$ ,  $\delta_2 = r_3 - r_2$ ,  $\delta_3 = r_4 - r_3$ ;各层材料的热导率分别为  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ , 且皆为常数。层与层之间接触良好,相互接触的表面温度相等,等温面皆为同心圆柱面。

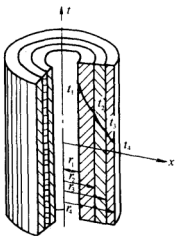


图 5-7 多层圆筒壁  
的热传导

参照多层平壁的热传导计算,

有:

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

且第一层:

$$Q_1 = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 S_{m1}}}$$

第二层:

$$Q_2 = \frac{t_2 - t_3}{\frac{\delta_2}{\lambda_2 S_{m2}}}$$

第三层:

$$Q_3 = \frac{t_3 - t_4}{\frac{\delta_3}{\lambda_3 S_{m3}}}$$

根据串联各层温度差之和等于总温度差,各层热阻之和等于总热阻的原则,整理以上三式可得:

$$Q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 S_{m1}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 S_{m2}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 S_{m3}}} \quad (5-16)$$

同理,对于通过  $n$  层圆筒壁的稳态热传导,其导热速率的一般式为:

$$Q = \frac{t_1 - t_n}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i S_{mi}}} \quad (5-17)$$

例 5-3 有一  $\Phi 108\text{mm} \times 4\text{mm}$  的蒸汽管,外壁温度为  $150^\circ\text{C}$ 。蒸汽管外包有两层厚度均为  $25\text{mm}$  的绝热材料,材料的热导率分别为  $\lambda_1 = 0.07\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ,  $\lambda_2 = 0.087\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ,保温层外表面温度为  $40^\circ\text{C}$ 。求每米长蒸汽管的热损失。

解: 按题意有  $r_1 = 0.054\text{m}$ ,  $r_2 = 0.079\text{m}$ ,  $r_3 = 0.104\text{m}$ ,

$$t_1 = 150^\circ\text{C}, t_3 = 40^\circ\text{C}$$

每米管长的传热面积分别为:

$$S_{m1} = \frac{2\pi L(r_2 - r_1)}{m \frac{r_2}{r_1}} = 0.413(\text{m}^2)$$

$$S_{m2} = \frac{2\pi L(r_3 - r_2)}{m \frac{r_3}{r_2}} = 0.571(\text{m}^2)$$

根据式(5-16),所求热损失为:

$$\begin{aligned} Q/L &= \frac{t_1 - t_3}{L \times \left( \frac{\delta_1}{\lambda_1 S_{m1}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 S_{m2}} \right)} \\ &= \frac{150 - 40}{\frac{0.025}{0.07 \times 0.413} + \frac{0.025}{0.087 \times 0.571}} = 80.3(\text{W/m}) \end{aligned}$$

### (三) 接触热阻

多层壁面相接触的接触界面不可能是理想光滑的,而粗糙的界面必增加传导的热阻。此项附加的热阻称为接触热阻,用  $R_1$  表示。

如图 5-8,平壁在界面处的传热主要依靠下列方式进行:

- (1) 接触部位的固体与固体之间的导热;
- (2) 通过空隙中气体的导热;
- (3) 若空隙处的气体温度较高,则尚有辐射传热。

一般情况下,因气体的热导率比固体的小,上述第二项是引起接触热阻的主要原因。由于接触热阻的存在,交界面上的温度不再

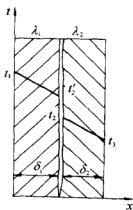


图 5-8 界面处的  
接触热阻

相等,此时通过两层平壁的传热速率则为:

$$Q = \frac{t_1 - t_3}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 S} + R_1 + \frac{\delta_2}{\lambda_2 S}} \quad (5-18)$$

接触界面的粗糙度、接触面的压紧力和空隙中的气压是影响接触热阻数值大小的主要因素。目前,只有经磨平后的金属接触热阻尚有少量实验数据,大多数工程材料的接触热阻数值尚难预示。

### 第三节 对 流 传 热

工业生产中大量遇到的是流体在流过固体表面时与该表面所发生的热量交换,这一传热过程称为对流传热(或称对流给热、放热)。

#### 一、基本概念及牛顿冷却定律

##### (一) 对流传热过程分析

对流传热是指流体与固体壁面间的换热,即由流体将热传递给壁面,或由壁面将热传递给流体的过程,主要是靠质点的移动和混合来完成的,故对流传热与流体的流动状况有关。

静止的流体只能以传导的方式将热量传给壁面。流体流过固体壁面时(图 5-9),在湍流主体中,由于流体质点的剧烈混合并充满旋涡,因此,湍流主体中温度差极小,各处的温度基本相同。在靠近壁面处的层流内层中,沿壁面的法线方向上没有对流传热,只有热传导,因此该层中的温差较大,即温度梯度较大。在湍流主体与层流内层之间的过渡层内,热传导与对流换热均起作用,该层内温度变

化缓慢。由此可见,对流传热是流体流动载热与热传导的联合作用的结果。且湍流对流传热的热阻主要集中在靠近壁面处的层流内层中。

## (二) 对流传热过程的分类

流体无相变化的对流传热过程,根据引起流动的原因可分为:强制对流传热与自然对流传热。强制对流是指流体在外力(如泵、风机或其他势能差)作用下产生的宏观流动;自然对流则是指在传热过程中因流体冷热部分的密度不同而引起的流动。

发生相变化的对流传热过程则可分为:蒸汽冷凝传热和液体沸腾传热。

此外,根据流动情况又可分为层流与湍流。

## (三) 牛顿冷却定律和对流传热系数

流体与壁面间的对流传热由于对流的存在变得非常复杂。因此,对流传热的纯理论计算是相当困难的,工程上将对流传热的热流密度写成如下形式:

$$\text{流体被加热时} \quad q = \alpha(t_w - t) \quad (5-19)$$

$$\text{流体被冷却时} \quad q = \alpha(t - t_w) \quad (5-20)$$

式中  $\alpha$  ——对流传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$t_w$  ——壁面温度,  $^\circ\text{C}$ ;

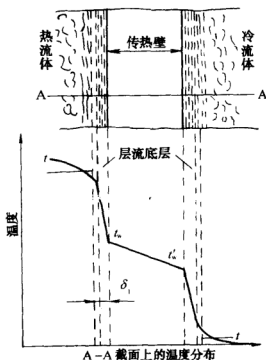


图 5-9 对流传热的温度分布情况

$t$ ——流体的平均温度,℃。

以上两式称为牛顿冷却定律。注意,牛顿冷却定律并非理论推导的结果,它是一种推论,即假设对流传热的热流密度与传热温度差 $\Delta t$ (传热推动力)成正比。实际上用牛顿冷却定律来处理对流传热问题,并未改变问题的复杂性,凡影响对流传热的因素都将影响对流传热系数的大小。因此如何通过实验测定各种不同传热条件下的对流传热系数的 $\alpha$ 值,并将其关联成经验表达式以供设计时使用,成为解决对流传热问题的关键。

## 二、影响对流传热系数的因素及准数关系式

用量纲分析将影响对流传热的因素无因次化,再通过实验决定无量纲准数之间的关系是确定对流传热系数的方法之一。这种在理论指导下的实验研究方法,在对流传热中广为使用。

### (一) 影响因素

通过实验可知,流体无相变化时影响对流传热系数 $\alpha$ 的因素有:

(1) 流体的物理性质,包括密度 $\rho$ 、黏度 $\mu$ 、比定压热容 $c_p$ 、热导率 $\lambda$ 和体积膨胀系数 $\beta$ 等。

(2) 强制对流的流速, $v$ 。

(3) 自然对流的特征速度,可用单位体积流体由于密度不同所产生的浮升力 $g\beta\Delta t$ 表征。

(4) 固体表面的特征尺寸,通常指对流体流动和传热有决定性影响的尺寸,用 $l$ 表示。

于是,流体无相变化时对流传热系数 $\alpha$ 可表示为:

$$\alpha = f(v, L, \rho, \mu, \lambda, c_p, \beta g \Delta t) \quad (5-21)$$

由上式可以看出,影响对流传热系数的因素很多,故对流传热系数的确定是一个非常复杂的问题。

### (二) 准数方程式

各种情况下的对流传热系数尚不能推导出理论计算式,需用实验测定。为了减少实验工作量,实验前可通过量纲分析,将上式转化



成由无量纲量组成的准数关系式,即:

$$\frac{aL}{\lambda} = k \left( \frac{d\nu\rho}{\mu} \right)^a \left( \frac{c_p\mu}{\lambda} \right)^b \left( \frac{\beta g \Delta t l^3 \rho^2}{\mu^2} \right)^c \quad (5-22)$$

式中

$$\frac{aL}{\lambda} = Nu, \text{称为努塞尔数} \quad (5-23)$$

$$\frac{d\nu\rho}{\mu} = Re, \text{称为雷诺数} \quad (5-24)$$

$$\frac{c_p\mu}{\lambda} = Pr, \text{称为普朗特数} \quad (5-25)$$

$$\frac{\beta g \Delta t \rho^2 L^3}{\mu^2} = Gr, \text{称为格拉晓夫数} \quad (5-26)$$

于是,描述对流传热的准数关系式为:

$$Nu = k Re^a Pr^b Gr^c \quad (5-27)$$

### (三) 各准数的意义

- (1) 雷诺数  $Re$ : 表示流体的运动状态对对流传热的影响。
- (2) 努塞尔数  $Nu$ : 表示对流传热系数的准数。
- (3) 普朗特数  $Pr$ : 表示流体物性对对流传热的影响。
- (4) 格拉晓夫数  $Gr$ : 表示自然对流对对流传热的影响。

式(5-27)是为无相变化时对流传热的准数关系式的一般形式。针对各种不同情况下的对流传热过程,式中的系数  $A$  和指数  $a$ 、 $b$ 、 $c$  需由实验确定,所得的准数关系式是一种半经验公式。在使用这种关联式时,应注意:

(1) 适用范围。各关联式中,都规定了各准数的数值适用范围,使用时不得超出适用范围。

(2) 定性温度。确定准数中流体物性参数所依据的温度称为流体的定性温度。在对流传热中,流体的温度各处不同,流体的物性也必随之而变,因此在确定上述各准数的数值时,应确定合适的定性温度。不同的关联式确定定性温度的方法往往不同,如有的用流体进出口温度的算术平均值  $t_m$ ,也有的使用壁面温度  $t_w$  或膜温  $(t_m + t_w)/2$ 。使用这些关联式时,必须遵照该式的规定计算定性温度。

(3) 定性尺寸。参与传热的传热面的几何尺寸往往不止一个,定性尺寸  $l$  是指对传热有决定性影响的尺寸。如管内强制对流传热,定性尺寸取管内径  $d$ ; 非圆形管内的对流传热,定性尺寸常取当量直径  $d_e$  等。

### 三、无相变的对流传热系数的经验关联式

#### (一) 圆形直管内强制湍流的对流传热系数

对于强制湍流,自然对流的影响可以忽略不计;式(5-27)中的  $Gr$  可以略去而简化为:

$$Nu = kRe^a Pr^b \quad (5-28)$$

通过大量实验发现,在下列条件下:

- (1)  $Re > 10\,000$ ;
- (2)  $0.7 < Pr < 160$  (一般流体都可满足,不适用于液体金属);
- (3) 流体是低黏度的 ( $\mu < 2\mu_{\text{水}}$ );
- (4) 管子长径比  $l/d > 30 \sim 40$ 。

式(5-28)中的系数  $k$  为 0.023,指数  $a = 0.8$ ,当流体被加热时  $b = 0.4$ ,当流体被冷却时  $b = 0.3$ ,即

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^b \quad (5-29)$$

或

$$\alpha = 0.023 (\lambda/d) Re^{0.8} Pr^b \quad (5-30)$$

上式中,定性尺寸为管内径  $d$ ,定性温度为流体进、出口温度的算术平均值。

如果以上所列条件得不到满足,对按式(5-29)计算所得的结果,应适当加以修正。

(1) 对于高黏度液体,可按下式进行计算:

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5-31)$$

式中  $\mu$  ——液体在定性温度下的黏度;

$\mu_w$  ——液体在壁温下的黏度。

上式的适用范围是  $Re > 10^4$ ;  $Pr = 0.5 \sim 100$  的各种液体(不适用于液体金属);管子长径比  $l/d > 30 \sim 40$ 。定性尺寸取管内径  $d$ , 定性温度除  $\mu_w$  以外,其余都取液体进出口温度的平均值。

由于引入壁温下的黏度须先知壁温,往往要用试差法计算。为了避免试差,对工程计算,取以下数值可以满足要求。

$$\text{液体被加热时} \quad (\mu/\mu_w)^{0.14} = 1.05$$

$$\text{液体被冷却时} \quad (\mu/\mu_w)^{0.14} = 0.95$$

(2) 对于  $l/d < 30 \sim 40$  的短管,由于管内流动尚未充分发展,流体扰动程度较大,热阻小,即  $\alpha$  较大。因此用式(5-29)计算的对流传热系数偏低,需乘以校正系数  $\epsilon_l$  加以修正。且:

$$\epsilon_l = 1 + (d/l)^{0.7} \quad (5-32)$$

(3) 对于  $Re = 2\,000 \sim 10\,000$  之间的过渡流,层流内层较厚,热阻大而  $\alpha$  小。此时式(5-29)计算的结果应乘以校正系数  $f$ ,且:

$$f = 1 - \frac{6 \times 10^5}{Re^{1.8}} \quad (5-33)$$

(4) 对于弯管,用式(5-29)计算的结果应乘以校正系数  $\epsilon_R$ ,且:

$$\epsilon_R = 1 + 1.77(d/R) \quad (5-34)$$

式中  $R$ ——弯管的曲率半径。

(5) 对于非圆形直管,对流传热系数的计算有两个途径。一是沿用圆形直管的计算公式,而将式中的定性尺寸用当量直径  $d_e$  代替。当量直径可按下式计算:

$$d_e = \frac{4 \times \text{流通截面积}}{\text{润湿周长的长度}} \quad (5-35)$$

这种方法比较简单,但准确性欠佳。另一方法是直接根据实验找到计算非圆形直管内强制对流传热系数的经验公式。

例 5-4 一套管换热器中,牛奶以  $1.125 \text{ L/s}$  的流量从  $\Phi 32 \text{ mm} \times 3.5 \text{ mm}$  的不锈钢管内流过,由管外饱和蒸汽加热。牛奶的平均温度为  $37.8^\circ\text{C}$ ,密度为  $1\,040 \text{ kg/m}^3$ ,比热容取  $3.96 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$ ,黏度为  $1.02 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ ,热导率为  $0.432 \text{ W/(m} \cdot ^\circ\text{C)}$ 。试计算管内

壁对脱脂奶的对流传热系数。

解：(1) 计算  $Re$  值：

$$d = 0.025\text{m}, v = 1.125 \times 10^{-3} \div (0.785 \times 0.025^2) \\ = 2.29(\text{m/s})$$

$$\rho = 1040\text{kg/m}^3, \mu = 1.02 \times 10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$Re = dvp/\mu = \frac{0.025 \times 2.29 \times 1040}{1.02 \times 10^{-3}} = 5.84 \times 10^4 > 10^4$$

(2) 计算  $Pr$  值：

$$c_p = 3.96\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C}), \lambda = 0.432\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{3.96 \times 10^3 \times 1.02 \times 10^{-3}}{0.432} = 9.35$$

(3)  $K$  的计算：

因为  $Re > 10^4$ ，流动为湍流，且  $\mu > 2\mu_w$ ， $0.7 < Pr < 120$ ，故用式 (5-30) 计算  $\alpha$ ：

$$\alpha = 0.023(\lambda/d) Re^{0.8} Pr^{0.4} \\ = 0.023(0.432/0.025)(5.84 \times 10^4)^{0.8} 9.35^{0.4} \\ = 6320[\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})]$$

## (二) 圆形直管内强制层流的对流传热系数

管内强制层流的对流传热系数可根据下式计算：

$$Ne = 1.86 \left[ Re Pr \left( \frac{L}{d} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5-36)$$

此式的适用条件是  $[Re \cdot Pr(L/d)] > 10$ ，即不适用于管子很长情况，定性温度取流体进、出口温度的算术平均值。

## (三) 管外强制对流的对流传热系数

在换热器内大量遇到的是流体在管束外横向流过管束的传热。此时，对流传热系数可用下式计算：

$$Nu = c \epsilon Re^n Pr^{0.4} \quad (5-37)$$

其适用范围是： $Re = 5 \times 10^3 \sim 7 \times 10^4$ ， $x_1/d = 1.2 \sim 5$ ， $x_2/d = 1.2 \sim 5$ ，式中常数  $c$ 、 $\epsilon$  和  $n$  值见表 5-2。定性尺寸为管外径，定性温度为流体进出口温度的平均值，流速取垂直于流动方向最窄通道的流速。

表 5-2 液体垂直于管束流动时的  $c$ 、 $\epsilon$  和  $n$

排数	直 排		错 排		$c$
	$n$	$\epsilon$	$n$	$\epsilon$	
1	0.6	0.171	0.6	0.171	$x_1/d = 1.2 \sim 3$ 时
2	0.65	0.157	0.6	0.228	$c = 1 + 0.1x_1/d$
3	0.65	0.157	0.6	0.290	$x_1/d > 3$ 时
3 >	0.65	0.157	0.6	0.290	$c = 1.3$

管束的排列方式有直排和错排两种,如图 5-10 所示。对于第



图 5-10 管束的排列

一排管子,不论是直排还是错排都和单管时差不多。从第二排开始,因为流体在错排管束间通过时,受到阻拦,使湍动增强,故  $\epsilon$  较大,即错排的对流传热系数大。从第三排开始,传热系数不再改变。

由于各排的对流传热系数不等,整个管束的平均传热系数为:

$$\alpha = \frac{\alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \alpha_3 S_3 + \dots}{S_1 + S_2 + S_3 + \dots} = \frac{\sum \alpha_i S_i}{\sum S_i} \quad (5-38)$$

式中  $\alpha_i$ ——各排的对流传热系数;

$S_i$ ——各排的传热面积。

#### (四) 搅拌釜内液体与釜壁的对流传热系数

搅拌釜内液体与釜壁的对流传热系数与釜内液体物性及流动状况有关,可通过实验测定,并将数据整理成如下形式

$$Nu = k Re_m^a Pr^b \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^c \quad (5-39)$$

对于不同形式的搅拌器,上式中的系数不同,须通过实验测定。如对具有标准结构的六叶平叶蜗轮搅拌器,其传热系数可用下式计算

$$\frac{aD}{\lambda} = 0.73 \left( \frac{dn^2 \rho}{\mu} \right)^{0.55} \left( \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.24} \quad (5-40)$$

式中  $d$ ——搅拌器直径, m;

$D$ ——搅拌釜直径, m;

$n$ ——搅拌器转速, r/s。

该式适用范围为  $20 \leq Re_m \leq 40\,000$ 。

### (五) 大体积自然对流的传热系数

不存在强制对流的大体积自然对流条件下, 准数方程式(5-27)可简化为:

$$Nu = k Pr^b Gr^c \quad (5-41)$$

通过实验,  $Nu$  与  $(Gr \cdot Pr)$  的关系如图 5-11 所示。图中的曲线可近似地划分为三段直线, 每段直线都可写成

$$Nu = k (Gr \cdot Pr)^b \quad (5-42)$$

形式, 或写成

$$\alpha = k \frac{\lambda}{L} \left( \frac{\beta g \Delta t L^3 \rho^2}{\mu^2} \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^b \quad (5-43)$$

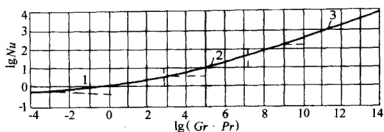


图 5-11 自然对流的对流传热系数

式中  $k$ 、 $b$  值可由图中曲线分别求出, 列入表 5-3 中。

表 5-3 式(5-43)中的  $k$ 、 $b$  值

段 数	$Gr \cdot Pr$	$k$	$b$
1	$1 \times 10^{-2} \sim 5 \times 10^2$	1.18	1/8
2	$5 \times 10^2 \sim 2 \times 10^7$	0.54	1/4
3	$2 \times 10^7 \sim 10^{13}$	0.135	1/3

式(5-43)中的定性温度取膜温;  $Gr$  准数中的  $\Delta t = t_w - t$ ,  $t_w$  为壁温,  $t$  为流体温度; 定性尺寸与加热面方位有关, 对水平管取管外径, 对垂直管和板取垂直高度。

在自然对流传热时, 如流体的自然对流受到周围其他物体的阻碍, 称为有限空间的自然对流。有限空间的自然对流传热过程将出现不同于大体积自然对流的特点。通常在需要依靠自然对流进行传热的情况下, 在设计时应注意必须有充分的流动空间。

## 四、冷凝传热与沸腾传热

蒸汽冷凝和液体沸腾都属于有相变化的对流传热过程。相变化的存在, 使蒸汽冷凝和液体沸腾传热过程有其特有的规律。

### (一) 蒸汽冷凝

#### 1. 冷凝传热过程

蒸汽冷凝是工业生产中广泛应用的一种加热方法。在蒸汽冷凝过程中, 加热介质为饱和蒸汽。当饱和蒸汽与低于饱和温度的壁面相接触时, 将放出潜热冷凝变成液体。蒸汽在壁面上冷凝成液体时的方式有两种, 即膜状冷凝和滴状冷凝。

膜状冷凝是指冷凝液能很好地湿润壁面, 并在壁面上形成一层连续的液膜。蒸汽在液膜表面冷凝, 冷凝时放出的潜热必须通过液膜以导热和对流的形式传递给壁面。由于饱和蒸汽冷凝时汽相不存在温度梯度, 因此, 冷凝传热过程的热阻几乎全部集中在冷凝液膜中。这是蒸汽冷凝传热过程的一个主要特点。

滴状冷凝是指冷凝液在壁面上聚集成许多分散的液滴, 并沿壁面滚下, 冷凝液不能在壁面上形成液膜将蒸汽与壁面隔开, 大部分壁面直接暴露于蒸汽, 其热阻比膜状冷凝时小得多。实验表明, 滴状冷凝的对流传热系数比膜状冷凝的对流传热系数大 5~10 倍。

由于很难实现持久的滴状冷凝, 因此工业用冷凝器的设计都按膜状冷凝考虑。以下仅介绍膜状冷凝的对流传热系数。

#### 2. 冷凝传热系数

(1) 蒸汽在水平管外冷凝: 蒸汽在水平管外冷凝时的对流传热

系数可用下式计算：

$$\alpha = 0.725 \left( \frac{\rho^2 g \lambda^3 r}{d \Delta t \mu} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (5-44)$$

式中  $r$ ——蒸汽冷凝潜热,取饱和温度  $t_s$  下的数值,  $\text{kJ/kg}$ ;

$\rho$ ——冷凝液的密度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$\lambda$ ——冷凝液的热导率,  $\text{W/(m} \cdot ^\circ\text{C)}$ ;

$\mu$ ——冷凝液的黏度,  $\text{N} \cdot \text{s/m}^2$ ;

$d$ ——水平管外径,  $\text{m}$ ;

$g$ ——重力加速度。

$\Delta t$ ——饱和温度  $t_s$  与壁温  $t_w$  的差值;

定性温度取膜温,即  $t = (t_s + t_w)/2$ 。

定性尺寸取管外径  $d$ 。

(2) 蒸汽在垂直管外(或板上)冷凝: 如图 5-12 所示,蒸汽在垂直管外冷凝时,液膜的流动分为层流和湍流。此时决定液膜的层流或湍流的液膜流动的雷诺数仍为  $Re$ ,此时  $Re$  定义为:

$$Re = \frac{d_e q_m}{\mu} = \frac{4S}{b} \frac{q'_m}{S\mu} = \frac{4q'_m}{b\mu} \quad (5-45)$$

式中  $d_e$ ——当量直径,  $\text{m}$ ;

$\mu$ ——动力黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;

$S$ ——冷凝液的流通面积,  $\text{m}^2$ ;

$b$ ——冷凝液的润湿周边,  $\text{m}$ ;

$q_m$ ——冷凝液的质量流量,  $\text{kg/s}$ ;

$q'_m$ ——冷凝负荷,即单位长度润湿周边上冷凝液的质量流量,  $\text{kg/(m} \cdot \text{s)}$ 。

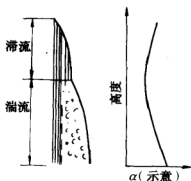


图 5-12 蒸汽在垂直管外冷凝

当液膜流动为层流,即  $Re < 2100$  时,对流传热系数的计算式为:



$$\alpha = 1.13 \left( \frac{r \rho^2 g \lambda^3}{\mu L \Delta t} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (5-46)$$

当液膜流动为湍流, 即  $Re > 2100$  时, 对流传热系数的计算式为:

$$\alpha = 0.0077 \left( \frac{\rho^2 g \lambda^3}{\mu^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{0.4} \quad (5-47)$$

式(5-45)和式(5-46)中定性温度取膜温。定性尺寸取管长或板高。

从式(5-44)、式(5-45)、式(5-46)可看出, 对于圆管, 水平放置时的冷凝对流传热系数大于垂直放置时的冷凝对流传热系数。

### 3. 影响冷凝传热的因素

(1) 不凝性气体的影响: 以上讨论仅限于纯蒸汽的冷凝。实际上, 工业用饱和蒸汽中总是含有一定量的不凝性气体。而换热器进行冷凝传热时, 都设有疏水器, 通过疏水器只能排出冷凝液而不允许气体和蒸汽逸出。这样, 换热器在运转过程中, 不凝性气体将在冷凝空间积聚。不凝性气体的积聚, 将严重削减冷凝传热。原因是不凝性气体在冷凝液膜表面形成一层气膜, 其热导率很小, 使热阻加大,  $\alpha$  减小。例如, 当蒸汽中不凝性气体的含量为 1% 时, 冷凝传热的  $\alpha$  降低 60% 左右。

在各种冷凝器中, 为了减少不凝性气体对传热的影响, 都设有不凝性气体的排放口, 以便在运行中定期排放不凝性气体。

(2) 蒸汽过热的影响: 过热蒸汽与固体壁面的传热过程, 视壁温的高低有着不同的机理。当壁温高于蒸汽的饱和温度时, 壁面上无冷凝现象发生, 此时, 传热过程与普通的对流传热完全相同。若壁温低于蒸汽的饱和温度, 则不论蒸汽过热与否壁面上必有冷凝现象发生。对于过热蒸汽, 冷凝过程是由蒸汽的冷却和冷凝两个步骤组成的。液膜表面仍然维持饱和温度  $t_s$ , 只有远离液膜的地方维持过热温度, 故冷凝传热的温度差仍为  $(t_s - t_w)$ 。

作为工程计算, 过热蒸汽冷却步骤的影响可以忽略, 通常可把过热蒸汽的冷凝仍然按饱和蒸汽来处理, 即本节给出的计算公式依然

适用。但计算时应将过热部分的热量和汽化潜热一并考虑,将原公式中的  $r$  用  $r'$  代之,且:

$$r' = r + c_p(t_v - t_s)$$

式中  $c_p$  为过热蒸汽的比定压热容,  $t_v$  是过热蒸汽的温度。

(3) 蒸汽流速和流向的影响: 当蒸汽与液膜的相对速度不大 ( $< 10\text{m/s}$ ) 时, 可以忽略蒸汽流速对对流传热的影响。当蒸汽与液膜的相对速度较大时, 则会影响液膜的流动。若蒸汽与液膜流向一致, 蒸汽将加速冷凝液的流动, 使液膜减薄, 结果对流传热系数增大。反之, 若蒸汽与液膜流向相反, 蒸汽将阻滞冷凝液的流动, 使液膜增厚, 则对流传热系数减小。因此, 当蒸汽流速较大时, 应考虑流速对传热系数的影响。即蒸汽进口通常应设在换热器的上部, 以免蒸汽与冷凝液逆向流动。

(4) 传热面的形状和布局的影响: 对于垂直壁面(板或管), 若在壁面上开若干纵向沟槽, 则纵槽面的冷凝传热系数比光滑面的冷凝传热系数大。

对于水平布置的管束, 冷凝液从上部各排管子流到下部管子上, 使液膜变厚,  $\alpha$  变小。因此, 设法减少垂直方向上的管排数目, 或管束由直列改为错列都可增大  $\alpha$  值。

由此可见, 水平放置时的冷凝对流传热系数大于垂直放置时的冷凝对流传热系数。

## (二) 液体沸腾

液体沸腾是指容器中的液体温度高于饱和温度时, 液体汽化形成气泡的过程。因液体沸腾时必伴有流体的流动, 所以沸腾传热过程属于对流传热过程。

液体沸腾依设备的尺寸形状可分管内沸腾和大容器内沸腾。液体在加热管内流动时所发生的沸腾现象称为管内沸腾。而将加热壁面浸入无强制对流的液体中所发生的沸腾现象称为大容器内沸腾。

根据流体的主体温度是否达到相应压力下的饱和温度, 沸腾传热又可分为过冷沸腾和饱和沸腾。若液体主体温度低于饱和温度, 而加热表面上有气泡产生, 称为过冷沸腾。若液体主体温度达到饱

和温度,则称为饱和沸腾。本节只讨论液体在大容器内的饱和沸腾。

### 1. 沸腾传热过程

(1) 大容器饱和沸腾现象。沸腾传热的主要特征是液体内部有气泡产生。在一定的压强下,若液体的饱和温度为  $t_s$ , 液体的主体温度为  $t_1$ , 则  $\Delta t = t_1 - t_s$  称为液体的过热度。过热度是液体中气泡存在和成长的必要条件,也是气泡形成的条件。在紧靠加热面处的液体(壁面温度  $t_w$ )的过热度最大,为  $\Delta t = t_w - t_s$  所以加热壁面是产生气泡最有利的场所。尽管如此,并不是加热面上任何一点都能产生气泡的。气泡只能产生于加热面上许多粗糙不平的小坑和划痕等处,这些地方残有微量气体,当它们被加热,就会膨胀生成气泡,成为汽化核心。 $\Delta t = t_w - t_s$  越大,生成气泡越多,气泡内表面的液体继续汽化,气泡长大到一定尺寸后,当浮力大于对壁面的附着力时,就脱离壁面,自由上浮。在浮升的过程中,周围的过热液体继续对其加热,气泡直径继续增大,可一直上浮至液体表面,冲破液面与汽相混合。

在沸腾传热过程中,由于加热面上不断有气泡产生,长大,脱离和上浮,周围的液体便会不断涌向加热面,经过加热后产生新的气泡,使靠近壁面的液体处于剧烈的扰动状态。即大容器沸腾时,液体中一方面存在着由温度差引起的自然对流,另一方面又存在着因气泡运动所导致的液体运动。所以,对于同一种液体,沸腾传热系数  $K$  远大于无相变时的  $K$  值。

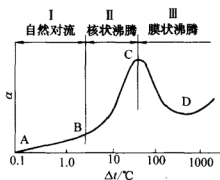


图 5-13 水在常压下饱和沸腾时的沸腾曲线

(2) 大容器饱和沸腾曲线。一定压强下,大容器内饱和沸腾时  $\alpha$  与  $\Delta t = t_w - t_s$  的关系曲线,称为沸腾曲线。图 5-13 为水在 101.3kPa 下饱和沸腾时的沸腾曲线。

AB 段  $K$  随  $\Delta t$  缓慢增加。此时,紧靠加热表面的液体过热度很小,不足以产生气泡,加热表面与液体之间的传热是靠自然对流进行的。此阶段,汽化现象只是发生在

液面上。此区段称为表面汽化区。

BC段 从B点开始,加热面上有气泡产生, $\alpha$ 随 $\Delta t$ 急剧上升。这是由于气泡的产生和脱离对加热面附近液体的扰动越来越剧烈的缘故。此区段称为核状沸腾区。

CD段 当 $\Delta t$ 增大到一定数值后,随着 $\Delta t$ 继续增大气泡生成多而快,并连成一片,形成气膜,覆盖在加热壁面上,使液体不能直接与加热壁面接触。由于气膜热阻大,使 $\alpha$ 随 $\Delta t$ 急剧下降到D点,此阶段称为不稳定膜状沸腾区。D点以后,壁面上形成一层稳定的气膜,将液体与加热壁面完全隔开。 $\Delta t$ 再增加,加热壁面温度进一步升高,辐射传热量增大,故 $\alpha$ 再度随 $\Delta t$ 增加,此阶段称为稳定膜状沸腾区。

临界点C 由核状沸腾转变为膜状沸腾的转变点称为临界点(C点)。临界点处的 $\Delta t_c$ 称为临界温度差。与该点对应的热流密度,称为临界热流密度 $q_c$ 。水在常压下饱和沸腾的临界温度差 $\Delta t_c \approx 25^\circ\text{C}$ ,临界热流密度 $q_c \approx 1.25 \times 10^6 \text{W/m}^2$ 。

## 2. 沸腾传热计算

关于沸腾传热过程传热系数的计算至今尚没有可靠的通用经验关联式,但大量的实验资料表明,各种液体在特定表面状况、不同压力、不同温差下的沸腾传热系数的实验数据可按以下函数形式进行关联:

$$\alpha = a \Delta t^{2.5} b^{0.5} \quad (5-48)$$

或

$$\lg \alpha = \lg a + 2.5 \lg \Delta t + t_s \lg b = a' + 2.5 \lg \Delta t + b' t_s \quad (5-49)$$

式中  $t_s$ ——蒸汽的饱和温度, $^\circ\text{C}$ ;

$a'$ 和 $b'$ ——通过实验测定的两个参数,不同的表面与液体的组合,其值不同。

## 3. 影响沸腾传热的因素

(1) 液体物性,主要包括表面张力 $\sigma$ 、黏度 $\mu$ 、热导率 $\lambda$ 、比定压热容 $c_p$ 、汽化潜热 $\gamma$ 、液体与蒸汽的密度 $\rho_l$ 和 $\rho_v$ 等。一般来说, $\alpha$ 随 $\lambda$ 、 $\rho$ 的增加而增大,随 $\mu$ 、 $\sigma$ 的增加而减小。

(2) 温度差,  $\Delta t$  增大能增大  $\alpha$  值。

(3) 操作压强, 提高操作压强即提高液体的饱和温度, 从而使液体的黏度和表面张力均下降, 有利于气泡的生成和脱离壁面, 在相同的  $\Delta t$  下, 可提高  $\alpha$  值。

(4) 加热面状况, 加热面清洁, 没有油污时,  $\alpha$  值较大。壁面粗糙, 汽化核心较多, 则生成的气泡较多, 可强化沸腾传热。

除上述因素外, 设备的结构、加热面形状、材料性质以及液体深度都会对沸腾传热产生影响。

## 第四节 辐射传热

### 一、基本概念

物体以电磁波的形式发射能量, 称为辐射。任何物体只要其绝对温度不为零度, 都会不停地以电磁波的形式向外辐射能量。同时又不断地吸收外界其他物体的辐射能。当物体向外界辐射的能量与其从外界吸收的辐射能不相等时, 该物体与外界就产生了热量的传递。这种传热方式称为热辐射。

固体和液体的热辐射与气体的热辐射不同, 前者只发生在物体的表面层, 而后者则深入气体的内部, 两者遵循不同的规律。工业上常遇到的辐射传热, 多为两固体间的相互辐射。因此, 本节仅讨论固体辐射。

从理论上讲, 固体可同时发射波长从  $0 \sim \infty$  的各种电磁波。但

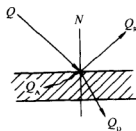


图 5-14 辐射能的吸收、反射和透过

是, 在工业生产上所遇到的温度范围内, 有实际意义的热辐射波长为  $0.4 \sim 40 \mu\text{m}$ , 且大部分能量集中在红外线区段的  $0.76 \sim 20 \mu\text{m}$  范围内。

和可见光一样, 当外界的辐射能投射到物体表面上, 也会发生吸收、反射和透射现象。如图 5-14 所示, 投射到某一物体上的总能量为  $Q$ , 其中一部分能量  $Q_A$  被吸收, 一部分能量  $Q_R$  被反射, 余下的能量  $Q_D$  透过物体。由能量守恒定律得:

$$Q_A + Q_R + Q_D = Q$$

$$\frac{Q_A}{Q} = \frac{Q_R}{Q} = \frac{Q_D}{Q} = 1$$

即

$$A + R + D = 1 \quad (5-50)$$

式中  $A = Q_A/Q$ ——物体的吸收率；

$R = Q_R/Q$ ——物体的反射率；

$D = Q_D/Q$ ——物体的透过率；

能全部吸收辐射能的物体，即  $A = 1$ ，称为黑体或绝对黑体。

能全部反射辐射能的物体，即  $R = 1$ ，称为镜体或绝对白体。

能透过全部辐射能的物体，即  $D = 1$ ，称为透热体。

绝对的黑体和镜体是不存在的，但某些物体，如无光泽的煤，其吸收率  $A = 0.96 \sim 0.98$ ，接近于黑体；磨光的金属表面，反射率  $R \approx 0.97$ ，接近于镜体。引入黑体和镜体的概念是理论研究的需要。

物体的吸收率  $A$ 、反射率  $R$  和透过率  $D$  的大小，取决于物体的性质、温度、表面状况及辐射线的波长等。

一般说来，固体和液体都是不透热体，即  $D = 0$ ，则  $A + R = 1$ ；气体的反射率  $R = 0$ ，则  $A + D = 1$ 。

能以相同的吸收率吸收所有波长范围的辐射能的物体称为灰体。灰体具有以下特点：

(1) 吸收率  $A$  不随辐射线的波长而变。

(2) 为不透热体，即  $A + R = 1$ 。

大多数工程材料为灰体。

## 二、斯蒂芬-波尔茨曼定律

理论研究证明，黑体的辐射能力，即单位时间单位黑体表面向外界辐射的全部波长的总能量，服从斯蒂芬-波尔茨曼(Stephen - Boltzman)定律。即

$$E_b = \sigma_0 T^4 \quad (5-51a)$$

式中  $E_b$ ——黑体的辐射能力， $W/m^2$ ；

$\sigma_0$ ——斯蒂芬-波尔茨曼常数,其值为  $5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ ;

$T$ ——黑体表面的绝对温度, K。

为使用方便起见,上式通常表示为:

$$E_b = C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4 \quad (5-51b)$$

式中  $C_0$  称为黑体的辐射系数,其值为  $5.67 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ 。

斯蒂芬-波尔茨曼定律表明黑体的辐射能力与其绝对温度的四次方成正比,有时也称为四次方定律。可见,辐射传热对温度异常敏感,低温时热辐射往往可以忽略,而高温时热辐射往往成为主要的传热方式。

实际物体的辐射能力  $E$  恒小于黑体的辐射能力  $E_b$ 。通常将实际物体与黑体的辐射能力的比值称为该物体的黑度,用  $\epsilon$  表示:

$$\epsilon = \frac{E}{E_b} \quad (5-52)$$

因此,实际物体的黑度可以表征其辐射能力的大小,其值恒小于 1。物体的黑度表明物体的辐射能力接近黑体的程度,与物体的表面温度、物体的种类、表面状况等有关。物体的黑度可由实验测定。表 5-4 给出了某些常见材料的黑度值。

表 5-4 常见材料表面的黑度值

材 料	温度/℃	黑 度	材 料	温度/℃	黑 度
红 砖	20	0.93	铜(氧化的)	200~600	0.57~0.87
耐火砖	—	0.8~0.9	铜(磨光的)	—	0.03
钢板(氧化的)	200~600	0.8	铝(氧化的)	200~600	0.11~0.19
钢板(磨光的)	940~1100	0.55~0.61	铝(磨光的)	225~575	0.039~0.057
铸铁(氧化的)	200~600	0.64~0.78			

由式(5-51b)和式(5-52)可将实际物体的辐射能力表示为:

$$E = \epsilon E_b = \epsilon C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4 \quad (5-53)$$

### 三、克希霍夫定律

黑体对各种波长的辐射能皆能全部吸收,即黑体对任何波长的

热射线的吸收率恒为一。灰体的辐射能力可用黑度  $\epsilon$  来表征,其吸收能力用吸收率  $A$  来表征。克希霍夫从理论上证明,同一灰体的吸收率  $A$  与其黑度  $\epsilon$  在数值上必相等,即:

$$A = \epsilon \quad (5-54)$$

此式称为克希霍夫定律。由此可知,物体的辐射能力越大,其吸收能力就越强。

根据黑度的定义,式(5-52)也可以表示为:

$$E/A = E_b \quad (5-55)$$

此式是克希霍夫定律的另外一种表达形式,它说明在一定温度下的辐射能力与吸收率的比值,恒等于同温度下的黑体的辐射能力。

#### 四、两固体间的相互辐射

工业上常遇到的辐射传热,多为两固体间的相互辐射,且一般都是两灰体间的辐射。

如图 5-15,设有平行放置的两个较大的灰体平面 1 和 2,其面积分别为  $S_1$  和  $S_2$ ,表面温度分别为  $T_1$ 、 $T_2$ ,并保持不变。两灰体间的辐射能力和吸收率分别为  $E_1$ 、 $E_2$  和  $S_1$ 、 $S_2$ 。若两板间介质为透热体,故从一板放出的辐射能可以认为完全投射到另一板上。则板 1 发出的辐射能  $E_1$  被板 2 吸收了  $S_2 E_1$ ,其余部分  $(1 - S_2) E_1$  或  $R_2 E_1$  被反射到板 1。而  $R_2 E_1$  又被板 1 吸收和反射……如此无穷的进行,直到  $E_1$  完全被吸收为止。同样板 2 发出的辐射能  $E_2$  也经历了反复吸收和反射的过程。

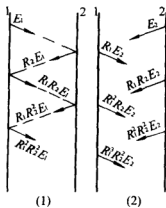


图 5-15 两固体间的相互辐射

两平行板间,单位时间、单位面积上净的辐射传热量

$$q_{1-2} = E_1 S_2 (1 + R_1 R_2 + R_1^2 R_2^2 + \dots) - E_2 S_1 (1 + R_1 R_2 + R_1^2 R_2^2 + \dots)$$

式中无穷级数  $1 + R_1 R_2 + R_1^2 R_2^2 + \dots$  等于  $1/(1 - R_1 R_2)$ ,故:



$$\begin{aligned}
 q_{1-2} &= \frac{E_1 S_2}{1 - R_1 R_2} - \frac{E_2 S_1}{1 - R_1 R_2} = \frac{E_1 S_2 - E_2 S_1}{1 - R_1 R_2} \\
 &= \frac{E_1 S_2 - E_2 S_1}{1 - (1 - S_1)(1 - S_2)} = \frac{E_2 S_1 - E_1 S_2}{S_1 + S_2 - S_1 S_2} \quad (5-56)
 \end{aligned}$$

把  $E_1 = \epsilon_1 C_0 \left( \frac{T_1}{100} \right)^4$ ,  $E_2 = \epsilon_2 C_0 \left( \frac{T_2}{100} \right)^4$ , 及  $S_1 = \epsilon_1$ ,  $S_2 = \epsilon_2$  代入得:

$$q_{1-2} = \frac{C_0}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (5-57)$$

$$\text{令 } C_{1-2} = \frac{C_0}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$

则

$$q_{1-2} = C_{1-2} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (5-58)$$

若平行板的面积用  $S$  表示, 则辐射传热速率:

$$Q_{1-2} = C_{1-2} S \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (5-59)$$

对于两个任意放置的灰体间的相互辐射, 一灰体表面发射能, 可能只有一部分能到达另一灰体的表面。因此, 引入角系数, 式(5-59)可写成一般形式, 为

$$Q_{1-2} = C_{1-2} S \varphi \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (5-60)$$

式中  $Q_{1-2}$ ——净的辐射传热速率, W;

$C_{1-2}$ ——总辐射系数, 见表(5-5);

$S$ ——辐射面积,  $m^2$ ;

$T_1$ 、 $T_2$ ——两灰体表面的热力学温度, K;

$\epsilon_1$ 、 $\epsilon_2$ ——相应两表面材料的黑度;

$\varphi$ ——角系数(几何因素)。

角系数表示从辐射表面所发出的能量投射到另一物体表面的比例。其数值不仅与两物体的几何排列有关, 还与辐射表面面积的大

小有关。几种简单情况下的值见表 5-5 和图 5-16。

表 5-5 角系数与  $C_{1-2}$  的计算式

序 号	辐射情况	面积(S)	角系数( $\varphi$ )	总辐射系数( $C_{1-2}$ )
1	极大的两平行面	$S_1$ 或 $S_2$	1	$\frac{C_0}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$
2	面积有限的两相等的平行面	$S_1$	$< 1^*$	$\epsilon_1 \cdot \epsilon_2 \cdot C_0$
3	很大的物体 2 包住物体 1	$S_1$	1	$\epsilon_1 \cdot C_0$
4	物体 2 恰好包住物体 1	$S_1$	1	$\frac{C_0}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$
5	在此、4 两种之间	$S_1$	1	$\frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left( \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)}$

\* 此种情况下的角系数由图 5-16 查得。

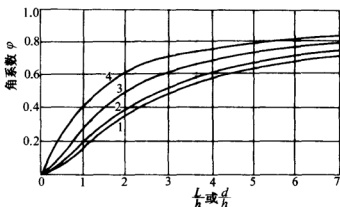


图 5-16 平行面间辐射传热的角系数

1—圆盘形 2—正方形

3—长方形(边长之比为 2:1) 4—长方形(狭长)

影响辐射传热的主要因素:

(1) 温度的影响。由式(5-60)可知,辐射传热量并不正比于温度差,而是正比于温度的四次方之差。这样,同样的温度差在高温时的传热量将远大于低温时的传热量。因此,在低温传热时,辐射的影响总是可以忽略,而在高温传热时热辐射则不能忽视,有时甚至占据主要地位。

(2) 几何位置影响。角系数对两物体的辐射传热有重要的影响,角系数的大小取决于两辐射表面的方位和距离。两物体间的距离越远,对应的投射角越小,角系数越小。对于两无限平壁或内包物体,距离的变化不会影响投射角,故角系数亦不变。

(3) 表面黑度的影响。当物体相对位置一定时,系统黑度只与表面黑度有关。因此,通过改变表面黑度的方法可以强化或减弱辐射传热。

(4) 辐射表面之间的介质。以上讨论时,都假设两物体间的介质为透热体( $D=1$ ),实际上,某些气体也具有发射和吸收辐射能的能力。因此,这些气体的存在对物体的辐射传热有影响。

例5-5 室内有一高0.5m、宽1m的铸铁炉门,表面温度为 $600^{\circ}\text{C}$ ,室温为 $27^{\circ}\text{C}$ 。试求:

(1) 炉门辐射散热的热流量:

(2) 若在炉门前很近距离平行放置一块同样大小的铝质遮热板(已氧化),炉门与遮热板的辐射热流量为多少?

解: 由表5-4查得铸铁的黑度为 $\epsilon_1=0.78$ ,铝的黑度为 $\epsilon_2=0.15$ 。

(1) 此时炉门为四壁包围,查表5-5有:

角系数  $\varphi=1$

总辐射系数  $C_{1-2}=\epsilon_1\cdot C_0$

由式(5-60)得,炉门辐射散热的热流量:

$$\begin{aligned} Q_{12} &= \epsilon_1 C_0 \varphi S \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \\ &= 0.78 \times 5.67 \times 1 \times 0.5 \times 1 \times \left[ \left( \frac{600+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{27+273}{100} \right)^4 \right] \end{aligned}$$

$$= 1.267 \times 10^4 (\text{W})$$

(2) 因炉门与遮热板相距很近,且面积相等,查表 5-5 有:

角系数  $\varphi = 1$

$$\text{总辐射系数 } C_{1-3} = \frac{C_0}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_3} - 1} = \frac{5.67}{\frac{1}{0.78} + \frac{1}{0.15} - 1} = 0.816$$

设铝板的温度为  $T_3$ ,由式(5-60)得,炉门与遮热板间的辐射热流量:

$$Q_{13} = C_{1-3} \varphi S \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_3}{100} \right)^4 \right] = 0.408 \left[ 5808 - \left( \frac{T_3}{100} \right)^4 \right]$$

遮热板与四周墙壁的辐射热流量为:

$$\begin{aligned} Q_{32} &= C_{32} \varphi S \left[ \left( \frac{T_3}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \\ &= \epsilon_3 C_0 \varphi S \left[ \left( \frac{T_3}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = 0.425 \left[ \left( \frac{T_3}{100} \right)^4 - 81 \right] \end{aligned}$$

在稳态条件下,  $Q_{13} = Q_{32}$ ,可求出:

$$T_3 = 733\text{K}$$

$$Q_{13} = Q_{32} = 0.15 \times 0.5 \times 5.67 \times (7.33^4 - 3^4) = 1193(\text{W})$$

计算结果说明,放置遮热板是减少炉门热损失的有效措施。

## 五、辐射加热方法

食品加工生产中,物料的加热分为直接加热和间接加热两种。在直接加热方法中,红外线、微波和高频加热的方法在食品加工生产中得到了越来越广泛的应用。

### (一) 红外线加热

红外线是波长为  $0.8 \sim 1000\mu\text{m}$  的电磁波,工业上多用  $0.8 \sim 20\mu\text{m}$  波长的红外线。通常将  $0.8 \sim 5.6\mu\text{m}$  波长的红外线称为近红外线,将  $5.6 \sim 1000\mu\text{m}$  波长的红外线称为远红外线。

红外线加热原理:构成物质的分子总是以自己固有的频率运动着。若入射的红外线频率与分子本身的固有频率相等,该物质就具有吸收红外线的能力。红外线被物体吸收后,即产生共振,引起原子、分子的振动和转动,从而转变为热,物体温度就升高。

红外加热具有以下特点:

(1) 加热速度快。与一般对流、传导相比,红外线加热的速度要快得多(达数十倍)。这是因为部分红外线可直接透入物料的毛细孔内部。

(2) 加热设备紧凑、使用灵活、占地面积小,便于连续化和自动化操作。

(3) 适用于加热外形复杂的物料,尤其是薄层多孔性物料的加热。

水、有机物和高分子物质能有效地吸收红外线,所以,红外线加热对食品物料的热处理具有特别的意义。目前,红外线加热广泛用于食品的干燥、焙烤、杀菌以及肉、鱼、香肠等制品的熏烤。

## **(二) 高频加热**

高频加热原理是将需加热的物料置于高频电场内,依靠高频电场的交变作用使物料加热。高频加热时,热量发生在物料内部,而后借传导向表面传递。

高频加热的特点是:

- (1) 加热速度较其他加热方法快;
- (2) 局部过热减少,可减少食品成分的破坏;
- (3) 加热发生在物料内部,可避免食品的表面褐变;
- (4) 操作干净、连续,宜于自动控制;
- (5) 电能消耗较大。

## **(三) 微波加热**

微波是指波长为 $0.001\sim 1\text{m}$ ,频率为 $300\sim 300\,000\text{MHz}$ 的电磁波。微波加热与高频加热一样也是由分子偶极子振动而产生热量。但高频加热主要是静电现象,微波加热则是辐射现象。二者电频率不同,所使用的设备也不同。

微波加热装置包括:电源、微波发生器、波导管、微波加热器以及冷却系统,如图5-17所示,其中微波加热器是关键部件。

微波加热具有以下特点:

- (1) 加热速度快,时间短,对食品营养成分破坏少;

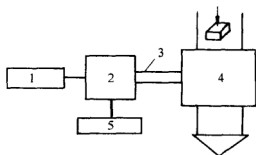


图 5-17 微波加热装置图

1—直流电源 2—微波发生器 3—波导管  
4—微波加热器 5—冷却系统

- (2) 热惯性小,便于控制;
- (3) 加热均匀;
- (4) 设备热损失少;
- (5) 设备一次性投资费用高,耗电量大。

微波加热在食品工业中主要应用于烘烤、杀菌、解冻等。

## 六、设备热损失计算

当设备的外壁温度高于环境温度时,热量将以对流和辐射两种形式散失,即设备的热损失应等于对流传热和辐射传热两部分之和。

对流散热为:  $Q_c = \alpha_c S_w (t_w - t)$

辐射散热为:  $Q_R = C_{1-2} \varphi S_w \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T}{100} \right)^4 \right]$

通常将  $Q_R$  写成:

$$Q_R = \alpha_R S_w (t_w - t) \quad (5-61)$$

$$\alpha_R = \frac{C_{1-2} \varphi \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T}{100} \right)^4 \right]}{t_w - t} \quad (5-62)$$

式中  $\varphi$ ——角系数;

$t_w, t$ ——设备外壁及环境的摄氏温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T_w, T$ ——设备外壁与环境的绝对温度,  $\text{K}$ ;

$S_w$ ——设备的外壁面积。

总热损失为：

$$Q = Q_C + Q_R = (\alpha_c + \alpha_R) S_w (t_w - t) = \alpha_T S_w (t_w - t) \quad (5-63)$$

式中  $\alpha_T = \alpha_c + \alpha_R$ ，称为对流辐射联合传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

对于有保温层的设备、管道的外壁对周围环境的联合传热系数  $\alpha_T$  的估算，分以下两种情况进行：

(1) 空气自然对流： $t_w < 150^\circ C$  时：

在平壁保温层外：

$$\alpha_T = 9.8 + 0.07(t_w - t) \quad (5-64)$$

在圆筒壁保温层外：

$$\alpha_T = 9.4 + 0.052(t_w - t) \quad (5-65)$$

以上两式适用于  $t_w < 150^\circ C$  时。

(2) 空气沿粗糙壁面强制对流时：

空气流速  $v \leq 5m/s$ ：

$$\alpha_T = 6.2 + 4.2v \quad (5-66)$$

空气流速  $v > 5m/s$ ：

$$\alpha_T = 7.8v^{0.78} \quad (5-67)$$

## 第五节 传热过程计算

间壁式传热是食品工业中应用最广泛的传热方式。在连续化生产中，换热器中进行的大都是稳定传热过程，故本节主要讨论间壁式稳定传热计算。

### 一、热量衡算

传热计算中，首先要确定换热器的热负荷。对图 5-18 所示的换热器，若保温良好，无热损失，则单位时间内热流体放出的热量等于冷流体吸收的热量，即热量衡算式为：

$$Q = q_{m1}(h_1 - h_2) = q_{m2}(h'_2 - h'_1) \quad (5-68)$$

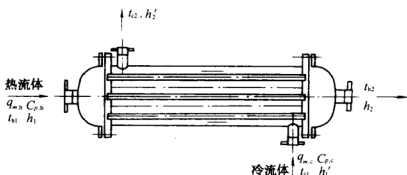


图 5-18 逆流操作的列管换热器

式中  $Q$ ——传热速率(热负荷),  $W$ ;

$q_{m,h}, q_{m,c}$ ——热、冷流体的质量流量,  $kg/s$ ;

$h_1, h_2$ ——热流体进、出口的比焓,  $J/kg$ ;

$h'_1, h'_2$ ——冷流体进、出口的比焓,  $J/kg$ 。

若换热器内两流体均无相变化,且流体的比定压热容  $c_p$  可视为不随温度变化(或取流体平均温度下的比定压热容)时,式(5-68)可表示为:

$$Q = q_{m,h} c_{p,h} (t_{h1} - t_{h2}) = q_{m,c} c_{p,c} (t_{c2} - t_{c1}) \quad (5-69)$$

式中  $c_{p,h}, c_{p,c}$ ——热、冷流体的平均定压比热容,  $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ;

$t_{h1}, t_{h2}$ ——热流体进、出口温度,  $^\circ C$ ;

$t_{c1}, t_{c2}$ ——冷流体进、出口温度,  $^\circ C$ 。

若换热器中一侧有相变化,如一侧为饱和蒸汽冷凝,而冷流体无相变化,则式(5-68)可表示为:

$$Q = q_{m1} r = q_{m2} c_{p,h} (t_{c2} - t_{c1}) \quad (5-70)$$

式中  $r$ ——饱和蒸汽的汽化热,  $J/kg$ 。

若冷凝液出口温度  $t_2$  低于饱和温度  $t_s$ , 则有:

$$Q = q_{m1} [r + c_{p,h} (t_s - t_2)] = q_{m2} c_{p,c} (t_{c2} - t_{c1}) \quad (5-71)$$

## 二、传热速率方程

食品工业中大量存在的换热为间壁式传热过程,即过程是由通



过固体壁面的热传导和流体与固体壁面间的热对流组合而成的。热传导与热对流所遵循的规律前面已经讨论,本节在此基础上进一步讨论间壁式传热过程的计算。

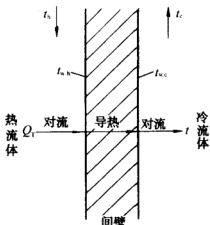


图 5-19 间壁式换热器中的传热过程

从理论上讲,根据前面讨论的传热规律,已经可以计算出传热速率。但是,这种计算必须引入壁面温度。而在实际计算时,壁面温度往往是未知的。因此计算时希望能够避开壁温。直接根据冷、热流体的温度进行传热速率的计算。

### 1. 传热速率方程

如图 5-19 所示,在定态操作条件下,通过换热器的间壁两侧流体的传热速率应等于热流体传给壁面、壁面一侧传给另一侧以及壁面传给冷流体的传热速率,即:

$$Q = \frac{t_h - t_{w,h}}{\frac{1}{\alpha_1 S_1}} = \frac{t_{w,h} - t_{w,c}}{\frac{\delta}{\lambda S_m}} = \frac{t_{w,c} - t_c}{\frac{1}{\alpha_2 S_2}} \quad (5-72)$$

式中  $t_c, t_h$ ——分别为冷、热流体的温度, K;

$t_{w,c}, t_{w,h}$ ——分别为冷、热液体侧的壁温,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\alpha_1, \alpha_2$ ——分别为冷、热液体侧的对流传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;

$S_1, S_2$ ——分别为冷、热液体侧壁面的面积,  $\text{m}^2$ ;

$S_m$ ——壁面的平均面积,  $\text{m}^2$ ;

$\lambda$ ——壁面材料的热导率,  $\text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;

$\delta$ ——壁面的厚度, m。

由加比定律可以得到:

$$Q = \frac{t_h - t_c}{\frac{1}{\alpha_1 S_1} + \frac{\delta}{\lambda S_m} + \frac{1}{\alpha_2 S_2}} \quad (5-73)$$

式中  $\frac{1}{\alpha_1}$ 、 $\frac{\delta}{\lambda}$ 、 $\frac{1}{\alpha_2}$  分别为各环节的热阻,且总热阻为各串联过程的热阻之和。

## 2. 传热系数与热阻

(1) 传热系数计算式。在工程上,当忽略壁面内外表面积的差异即  $S = S_1 = S_2 = S_m$  时,上式通常写为:

$$Q = K(t_h - t_c)S \quad (5-74)$$

式中

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5-75)$$

称为总传热系数(或传热系数),单位为  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ,为传热过程总热阻的倒数。

当壁面的内外表面积不相等时(如圆筒壁),应注意总传热系数  $K$  值必须与所选择的传热面积相对应。即:

$$Q = K_1(t_h - t_c)S_1 = K_2(t_h - t_c)S_2 = K_m(t_h - t_c)S_m \quad (5-76)$$

式中  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_m$  分别表示以壁面内表面积、外表面积和平均面积计的总传热系数。

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{S_1}{S_m} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{S_1}{S_2}} \quad (5-77)$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{S_2}{S_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{S_2}{S_m} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5-78)$$

$$K_m = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{S_m}{S_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{S_m}{S_2}} \quad (5-79)$$

(2) 污垢热阻。换热器使用一段时间后,其传热面常常有污垢形成,使传热速率减小。计算  $K$  值时污垢热阻一般不可忽视。此时以传热面  $S_1$  为基准的  $K$  值的计算式为:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{d1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{S_1}{S_m} + R_{d2} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{S_1}{S_2}} \quad (5-80)$$

式中  $R_{d1}$ 、 $R_{d2}$  为壁面两侧的污垢热阻。

由于垢层的厚度及导热系数不易估计,工程计算时,通常是根据经验确定污垢热阻。表 5-6 为常见流体污垢热阻的经验值。

表 5-6 常见流体的污垢热阻

流 体	污垢热阻/ [(m <sup>2</sup> ·℃)/kW]	流 体	污垢热阻/ [(m <sup>2</sup> ·℃)/kW]
水(1m/s, t > 50℃)		气体	
蒸馏水	0.09	空气	0.26~0.53
清洁的河水	0.21	溶剂蒸气	0.14
未处理的凉水塔用水	0.58	水蒸气	
已处理的凉水塔用水	0.26	优质(不含油)	0.052
已处理的锅炉用水	0.26	劣质(含油)	0.09
硬水	0.58	植物油	0.51
自来水	0.26	有机化合物	0.17

(3) 控制热阻。当传热壁为平壁或薄壁管时,  $S_1 \approx S_2 \approx S_m$ , 式(5-80)可简化为:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{d1} + \frac{\delta}{\lambda} + R_{d2} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5-81)$$

当传热壁热阻很小,且流体清洁,壁面及污垢热阻均可忽略时,式(5-81)则可简化为:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5-82)$$

当  $\alpha_1 \ll \alpha_2$  时,  $K \approx \alpha_1$ ; 当  $\alpha_1 \gg \alpha_2$  时,  $K \approx \alpha_2$ , 总热阻是由热阻大的那一侧的对流传热的热阻所控制,该对流传热热阻称为控制热阻。由此可见,或两流体的对流传热系数  $\alpha$  相差很大时,要提高  $K$  值,关键在于减小控制热阻即提高热阻大的一侧流体的对流传热系数。若两侧  $\alpha$  相差较小,即  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  在同一数量级时,  $K$  值必须按式(5-82)计算。此时只有同时提高两侧的对流传热系数,才能有效地提高  $K$  值。

(4) 换热器中传热系数  $K$  的经验值。换热器中传热系数  $K$  值取决于流体的物理性质、传热过程的操作条件及换热器的类型等,因而  $K$  值变化范围很大。一般在有关手册中都给出了传热系数  $K$  的经验值。表 5-7 为列管换热器中  $K$  值的大致范围,供参考。

表 5-7 列管换热器中  $K$  值的大致范围

冷流体	热流体	总传热系数 $K$ / [W/(m <sup>2</sup> ·℃)]
水	水	850~1 700
水	气体	17~280
水	有机溶剂	280~850
水	轻油	340~910
水	重油	60~280
有机溶剂	有机溶剂	115~340
水	水蒸气冷凝	1 420~4 250
气体	水蒸气冷凝	30~300
水	低沸点烃类冷凝	455~1 140
水沸腾	水蒸气冷凝	2 000~4 250
轻油沸腾	水蒸气冷凝	400~1 020

例 5-6 套管换热器中,热空气在管外流过,  $\alpha_2 = 90\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。冷却水在管内流过,  $\alpha_1 = 1\,000\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。冷却管外径  $d_2 = 16\text{mm}$ , 管内直径  $d_1 = 13\text{mm}$ , 算术平均直径为  $d_m = 14.4\text{mm}$ , 壁厚  $\delta = 1.5\text{mm}$ ,  $\lambda = 40\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。试求:

- (1) 总传热系数  $K$ ;
- (2) 管外对流传热系数  $\alpha_2$  增加 1 倍, 总传热系数  $K$  有何变化?
- (3) 管内对流传热系数  $\alpha_1$  增加 1 倍, 总传热系数  $K$  有何变化?

解: (1) 以管外表面积计时:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{S_2}{S_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{S_2}{S_m} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{d_2}{d_m} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1000} \times \frac{0.016}{0.013} + \frac{0.0015}{40} \times \frac{0.016}{0.0144} + \frac{1}{90}} = 80.8 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$$

上式可见,管壁热阻很小,通常可以忽略不计。

(2) 管外对流传热系数  $\alpha_2$  增加 1 倍时:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{S_2}{S_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{S_2}{S_m} + \frac{1}{2\alpha_2}} = 147.4 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$$

传热系数增加了 83%。

(3) 管内对流传热系数  $d_1$  增加 1 倍时:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{2\alpha_1} \frac{S_2}{S_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{S_2}{S_m} + \frac{1}{\alpha_2}} = 85.3 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$$

传热系数增加了 6%。

以上计算结果说明,要提高  $K$  值,应增加较小的  $d$  值比较有效。

### 3. 平均温度差

传热过程中,当换热器的间壁两侧流体均有相变化时,如用饱和蒸汽加热液体食品进行蒸发,两侧流体的温度恒定,称为恒温传热。恒温传热时,两流体的温差处处相等,传热的平均温度差即为:

$$\Delta t = t_h - t_c$$

则

$$Q = KS(t_h - t_c) = K\Delta t \quad (5-83)$$

当换热器的间壁两侧的流体均无相变化,或仅一侧有相变化时,冷、热流体的温度沿着传热面是连续变化的,其温度沿传热面的变化情况如图 5-20 所示。此时,传热面两侧的局部传热温度差也是沿着传热面而变化的。在进行传热计算时,通常用平均温差  $\Delta t_m$  代替局部温差。

(1) 平均温差  $\Delta t_m$ 。设冷、热流体的比热容为常数;总传热系数不随传热面变化,即  $K$  为常数;热损失忽略不计,对于稳态传热过程,传热平均温度差可用下面方法计算。

以两侧变温逆流为例,由热量衡算微分式得:

$$dQ = q_{m,h} \cdot c_{p,h} \cdot dt_h = q_{m,c} \cdot c_{p,c} \cdot dt_c$$

由于传热为稳态传热,且两流体的比热容为常数,则有:

$$dQ/dt_h = -q_{m,h}c_{p,h} = \text{常数}$$

$$dQ/dt_c = q_{m,c}c_{p,c} = \text{常数}$$

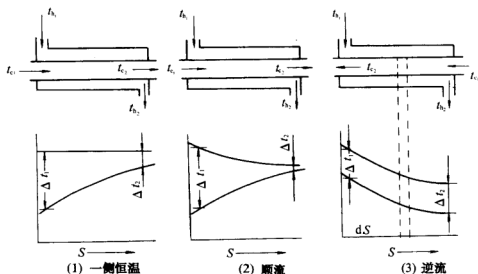


图 5-20 两侧流体温度沿传热面的变化

即  $Q - t_h$  和  $Q - t_c$  都是线性关系,可分别表示为:

$$t_h = mQ + k$$

$$t_c = m'Q + k'$$

两式相减得:

$$t_h - t_c = \Delta t = (m - m')Q + (k - k')$$

根据上式可知  $Q - \Delta t$  也是线性关系。

如图 5-21 所示,  $Q - \Delta t$  线的斜率为:

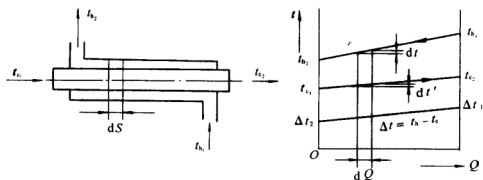


图 5-21 逆流时平均温度差的推导

$$d(\Delta t)/dQ = (\Delta t_2 - \Delta t_1)/Q$$

将传热速率微分式  $dQ = K\Delta t dS$  代入上式,有:

$$d(\Delta t)/K\Delta t dS = (\Delta t_2 - \Delta t_1)/Q$$

分解变量积分:

得

$$Q = KS \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (5-84)$$

或

$$Q = KS\Delta t_m \quad (5-85)$$

式中

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (5-86)$$

称为对数平均温差,即换热器两端温差的 $\Delta t_m$ 。

式(5-85)通常称为传热基本方程式。

在工程计算时,当  $\Delta t_2/\Delta t_1 < 2$  时,可用算术平均温度差  $(\Delta t_2 + \Delta t_1)/2$  代替对数平均温度差。

式(5-86)不仅适用于逆流,也同样适用于并流和一侧变温的情形。

(2) 冷、热流体的相对流动方向对  $\Delta t_m$  的影响。在冷、热流体进出口温度相同的情况下,由于并流操作两端推动力相差较大,其对数平均值必小于逆流。因此,就增加传热过程推动力  $\Delta t_m$  而言,逆流操作总是优于并流操作。

对于完成同一换热任务,若冷、热流体消耗量相同,由于逆流操作的对数平均温度差大于并流,故所需的传热面积必小于并流。

当物料被加热时,若冷流体的初温、终温、处理量以及热流体的初温一定时,由于逆流操作热流体的终温有可能小于冷流体的终温,故其热流体的消耗量有可能小于并流操作时的消耗量。同样,物料被冷却时,逆流操作冷流体的消耗量有可能小于并流操作。

实际生产中,除个别特殊情况外,应选择逆流操作。至于并流操作,主要用于加热时必须避免温度高于某一限度,或冷却时必须避免

温度低于某一限度的场合。

(3) 其他流型时的  $\Delta t_m$  的确定。在换热器中,两流体的流动除并流和逆流外,往往还伴有其他复杂的流型。一种是两流体流向相互垂直上,称为错流;另一种是在同一换热器内,两流体间既有并流又有逆流,称为折流,如图 5-22 所示。

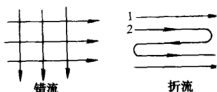


图 5-22 错流和折流

对于错流和折流,平均温差的计算,通常是先按逆流求出  $\Delta t_m$ ,再乘上校正系数加以校正。即

$$\Delta t_m = \epsilon_{\Delta t} \Delta t'_m \quad (5-87)$$

式中  $\Delta t_m$ ——按逆流计算的对数平均温差,℃;

$\epsilon_{\Delta t}$ ——温差校正系数,无量纲。

温差校正系数  $\epsilon_{\Delta t}$  与冷、热流体的温度变化情况有关,是  $P$ 、 $R$  两因素的函数,即

$$\epsilon_{\Delta t} = f(P, R) \quad (5-88)$$

式中

$$R = \frac{t_{h1} - t_{h2}}{t_{c2} - t_{c1}} \quad (5-89)$$

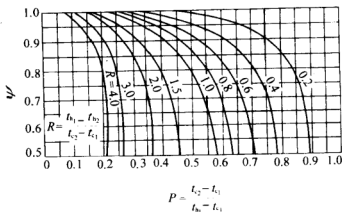
$$P = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{t_{h1} - t_{c1}} \quad (5-90)$$

常见换热器的值可由图 5-23 查得。 $P$ 、 $R$  中各温度为冷、热流体进出口温度(详见图示)。

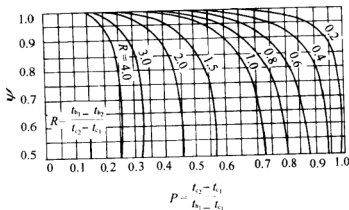
$\epsilon_{\Delta t}$  值恒小于 1。当根据已知参数  $P$ 、 $R$ ,在图中找不到相应的点时,表示此种流型无法完成指定换热任务;当在图中查得  $\epsilon_{\Delta t}$  值小于 0.8 时,表示此种流型能完成换热任务,但不经济。因此,当在图中找不到相应的点或  $\epsilon_{\Delta t}$  值小于 0.8 时,应考虑改为其他流动方式。

例 5-7 板式换热器中,热水流量为 2 000kg/h,冷水流量为 3 000kg/h,热水进口温度为  $t_{h1} = 80^\circ\text{C}$ ,冷水进口温度为  $t_{c1} = 10^\circ\text{C}$ 。如果要求将冷水加热到  $t_{c2} = 30^\circ\text{C}$ ,试求并流和逆流时的平均温差。

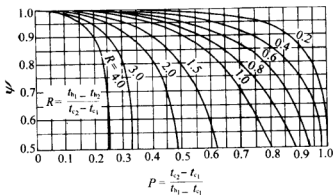




(a) 单壳程，两管程或两管程以上



(b) 双壳程，四管程或四管程以上



(c) 错流(两流体之间不混合)

图 5-23 几种流动形式的修正系数  $\epsilon_{\Delta t}$  值

解：在本题所述温度范围内，

$$c_{p,h} = c_{p,c} = 4.2 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$$

由

$$q_{m,h}c_{p,h}(t_{h1} - t_{h2}) = q_{m,c}c_{p,c}(t_{c2} - t_{c1})$$

$$2000 \times (80 - t_{h2}) = 3000 \times (30 - 10)$$

得

$$t_{h2} = 50^\circ\text{C}$$

并流时  $\Delta t_1 = 80 - 10 = 70^\circ\text{C}$   $\Delta t_2 = 50 - 30 = 20^\circ\text{C}$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{70 - 20}{\ln \frac{70}{20}} = 39.9(^\circ\text{C})$$

逆流时  $\Delta t_1 = 80 - 30 = 50^\circ\text{C}$   $\Delta t_2 = 50 - 10 = 40^\circ\text{C}$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{50 - 40}{\ln \frac{50}{40}} = 44.8(^\circ\text{C})$$

从以上计算结果可知：逆流时的平均温差比并流时大 12.3%。

#### 4. 壁温计算

根据式(5-72)即

$$Q = \frac{t_h - t_{w,h}}{\frac{1}{\alpha_1 S_1}} = \frac{t_{w,h} - t_{w,c}}{\frac{\delta}{\lambda S_m}} = \frac{t_{w,c} - t_c}{\frac{1}{\alpha_2 S_2}}$$

上式包括 3 个方程，原则上可以解出两侧壁温  $t_{w,h}$  和  $t_{w,c}$ 。由此式还可看出，在传热过程中热阻大的环节其温差也必然大。金属壁的热阻通常可以忽略，即  $t_{w,h} = t_{w,c} = t_w$ ，于是有：

$$\frac{t_h - t_w}{t_w - t_c} = \frac{\frac{1}{\alpha_1}}{\frac{1}{\alpha_2}} \quad (5-91)$$

此式表明，传热面两侧温度差之比等于两侧热阻之比，壁温  $t_w$  必接近于热阻较小或对流传热系数较大的一侧流体温度。

例 5-8 有一真空蒸发器，管内通  $90^\circ\text{C}$  的热流体，对流传热系数  $\alpha_1$  为  $1160 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ，管外有某种液体沸腾，沸点为  $50^\circ\text{C}$ ，沸腾

传热系数  $\alpha_2$  为  $5800\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ 。试求以下两种情况下的壁温。

(1) 管壁清洁无垢；

(2) 外壁有污垢产生,污垢热阻  $R_2=0.005(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})/\text{W}$ 。

解: 忽略管壁热阻,并设壁温为  $t_w$ :

(1) 由式(5-91)得:

$$\frac{t_h - t_w}{t_w - t_c} = \frac{\frac{1}{\alpha_1}}{\frac{1}{\alpha_2}} \quad \frac{90 - t_w}{t_w - 50} = \frac{\frac{1}{1160}}{\frac{1}{5800}}$$

求得  $t_w = 56.7^\circ\text{C}$ 。

(2) 设外侧总热阻为  $R$ ,则:

$$R = 0.005 + 1/5800 = 0.00517(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})/\text{W}$$

根据:

$$\frac{t_h - t_w}{t_w - t_c} = \frac{\frac{1}{\alpha_1}}{\frac{1}{\alpha_2} + R}$$

求得  $t_w = 84.3^\circ\text{C}$ 。

第一种情况下,  $\alpha_2 > \alpha_1$ ,故壁温与沸腾液体温度接近。第二种情况下,外侧总热阻大于内侧热阻,故壁温接近于热流体的温度。

### 三、传热过程计算实例

传热过程计算分为设计型计算和操作型计算两类。

#### 1. 换热器的设计型计算

换热器的设计型计算,是根据已知工艺要求的物料进、出口温度和可供使用的加热剂或冷却剂的进口温度,确定经济上合理的传热面积及换热器的其他有关尺寸。其设计计算的大致步骤为:

(1) 首先由传热任务计算换热器的热流量(或称热负荷)。

$$Q = q_{m,h}c_{p1}(t_{h1} - t_{h2})$$

或

$$Q = q_{m,c}c_{p2}(t_{c2} - t_{c1})$$

(2) 适当选择流体的流向和加热剂或冷却剂的出口温度,计算

平均温差  $\Delta t_m$ 。

(3) 确定冷热流体各走管内还是管外,并选择适当的流速,计算两侧流体与壁面的对流传热系数  $\alpha$  和总传热系数  $K$ 。

(4) 由传热基本方程  $Q = KS\Delta t_m$  计算传热面积。

(5) 确定换热器的其他有关尺寸。

## 2. 换热器的操作型计算

换热器的操作型计算有两类:一是已知换热器的传热面积以及有关尺寸,冷、热流体的物理性质,冷、热流体的流量和进口温度以及流体的流动方式,求冷、热流体出口温度。二是已知换热器的传热面积以及有关尺寸,冷、热流体的物理性质,热流体的流量和进出口温度以及流体的流动方式,求所需冷流体的流量及出口温度。

换热器的操作型计算问题可联立传热基本方程式和热量衡算式进行解决。计算往往需要试差或迭代。

例 5-9 有一逆流操作的换热器,热流体为空气,  $\alpha_1 = 100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , 冷却水走管内,  $\alpha_2 = 2000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。已测得冷、热流体的进出口温度为  $t_{c1} = 20^\circ\text{C}$ ,  $t_{c2} = 85^\circ\text{C}$ ,  $t_{h1} = 100^\circ\text{C}$ ,  $t_{h2} = 70^\circ\text{C}$ , 管壁热阻忽略不计。当水流量增加 1 倍时,试求:

(1) 水和空气的出口温度  $t_{c2}'$  和  $t_{h2}'$ ;

(2) 传热量  $Q'$  比原来增加了多少?

解: (1) 对于原工况:

$$Q = q_{m,h} c_{p,h} (t_{h1} - t_{h2}) = q_{m,c} c_{p,c} (t_{c2} - t_{c1}) = KS\Delta t_m$$

有

$$t_{c2} - t_{c1} = \frac{G_1 c_{p1}}{G_2 c_{p2}} (t_{h1} - t_{h2}) \quad (\text{a})$$

$$\ln = \frac{t_{h1} - t_{c2}}{t_{h2} - t_{c1}} = \frac{KS}{G_{p,h} c_{p,h}} \left( 1 - \frac{q_{m,h} c_{p,h}}{q_{m,c} c_{p,h}} \right) \quad (\text{b})$$

$$\frac{q_{m,h} c_{p,h}}{q_{m,c} c_{p,h}} = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{t_{h1} - t_{h2}} = \frac{85 - 20}{100 - 70} = 2.17$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{100} + \frac{1}{2000}} = 95.2 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$$

(2) 对于新工况,有:

$$\ln \frac{t_{h1} - t'_{c2}}{t_{h2} - t_{c1}} = \frac{K'S}{q_{m,h}c_{p,h}} \left( 1 - \frac{q_{m,h}c_{p,h}}{q_{m,c}c_{p,c}} \right) \quad (c)$$

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{2^{0.8}\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{100} + \frac{1}{2^{0.8} \times 2000}} = 97.2 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$$

(b)、(c)两式相除可得:

$$\begin{aligned} \ln \frac{t_{h1} - t'_{c2}}{t_{h2} - t_{c1}} &= \ln \frac{t_{h1} - t_{c2}}{t_{h2} - t_{c1}} \times \left( \frac{K'}{K} \right) \left[ \frac{1 - \frac{G_h c_{p,h}}{G_c c_{p,c}}}{1 - \frac{G_h c_{p,h}}{G_c c_{p,c}}} \right] \\ &= \ln \frac{100 - 85}{72 - 20} \times \left( \frac{97.2}{95.2} \right) \times \left( \frac{1 - 1.09}{1 - 2.17} \right) \\ &= -0.0946 \\ \frac{t_{h1} - t'_{c2}}{t_{h2} - t_{c1}} &= 0.91 \quad \text{即 } t_{h2} = 130 - 1.1t'_{c2} \end{aligned} \quad (d)$$

由热量衡算式得:

$$\begin{aligned} t_{c2} &= t_{c1} + \frac{G_h c_{p,h}}{G_c c_{p,c}} (t_{h1} - t_{h2}) = 20 + 1.09 \times (100 - t_{h2}) \\ t'_{c2} &= 129 - 1.09t_{h2} \end{aligned} \quad (e)$$

联立(d)、(e)两式得:

$$t_{h2} = 59.8^\circ\text{C} \quad t'_{c2} = 63.8^\circ\text{C}$$

(3) 新旧两种工况的传热量之比:

$$Q'/Q = \frac{K'\Delta t'_m}{K\Delta t_m} = \frac{G_h c_{p,h}(100 - 59.8)}{G_c c_{p,c}(100 - 70)} = 1.34$$

即传热量增加了 34%。

例 5-10 某气体冷却器,总传热面积为  $20\text{m}^2$ ,用以将流量为  $14\text{kg/s}$  的某种气体从  $50^\circ\text{C}$  冷却到  $35^\circ\text{C}$ 。所用的冷却水的初温为  $25^\circ\text{C}$ ,与气体做逆流流动。换热器的总传热系数约为  $230\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ,气体的平均比热容为  $1.0\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。试求冷却水用量及出口水温。

解: 换热器在稳态操作时,必同时满足热量衡算式(5-69):

$$Q = G_h c_{p,h}(t_{h1} - t_{h2}) = G_c c_{p,c}(t_{c2} - t_{c1})$$

及传热基本方程式(5-84):

$$Q = KS \frac{(t_{h1} - t_{c2}) - (t_{h2} - t_{c1})}{\ln \frac{t_{h1} - t_{c2}}{t_{h2} - t_{c1}}}$$

将已知数据代入以上两式,得:

$$G_c = \frac{21}{4.18 \times (t_{c2} - 25)} \quad (a)$$

$$4.57 \ln \frac{50 - t_{c2}}{10} = 40 - t_{c2} \quad (b)$$

试差求解(b)式,可得:

$$t_{c2} = 48.4^\circ\text{C}$$

再由(a)式求得:

$$G_c = 0.215 \text{ kg/s}$$

例 5-11 有一套管换热器,水在管径  $\phi 38\text{mm} \times 2\text{mm}$  的内管中以  $1.5\text{m/s}$  的流速从  $25^\circ\text{C}$  加热到  $55^\circ\text{C}$ ,环隙中有压强为  $140\text{kPa}$  的饱和水蒸气冷凝放热,其对流传热系数  $\alpha_2 = 10^4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。水蒸气冷凝侧的污垢热阻取  $10^{-4} (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$ ,水侧污垢热阻取  $10^{-4} (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$ 。管壁热阻忽略不计,试求:

(1) 水蒸气的消耗量;

(2) 所需传热面积。

解:查  $140\text{kPa}$  饱和水蒸气的物性数据:

$$t_s = 109.2^\circ\text{C}, r = 2.23 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

查水在平均  $t_c = (t_{c1} + t_{c2})/2 = (25 + 55)/2 = 40^\circ\text{C}$  下的物性数据:

$$c_{p,c} = 4.174 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}), \rho = 992.2 \text{ kg/m}^3,$$

$$\mu = 65.6 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}, \lambda = 63.38 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}), Pr = 4.13$$

水的流速  $v = 1.5\text{m/s}$ ,换热器内管内径  $d_1 = 0.034\text{m}$

(1) 由式(5-70)得:

$$Q = G_h r = G_c c_{p,c} (t_{c2} - t_{c1})$$

其中  $G_c = S v \rho = 0.785 \times (0.034)^2 \times 1.5 \times 992.2 = 1.35 (\text{kg/s})$

$$\begin{aligned}
 \text{水蒸气消耗量: } G_h &= G_c c_{p,c} (t_{c2} - t_{c1}) / r \\
 &= 1.35 \times 4.174 \times 10^3 (55 - 25) / 2.234 \times 10^6 \\
 &= 7.56 \times 10^{-2} (\text{kg/s}) = 272 (\text{kg/h})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (2) \text{ 水在管内流动的雷诺数: } Re &= d \rho v / \mu \\
 &= 0.034 \times 1.5 \times 992.2 / (65.6 \times 10^{-5}) \\
 &= 7.71 \times 10^4 \quad \text{为湍流}
 \end{aligned}$$

水侧对流传热系数可根据式(5-30)计算:

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &= 0.023(\lambda/d) Re^{0.8} Pr^{0.4} \\
 &= 0.023 \times (63.38 \times 10^{-2} / 0.034) \times (7.71 \times 10^4)^{0.8} \times 4.13^{0.4} \\
 &= 6.246 \times 10^3 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]
 \end{aligned}$$

总传热系数:

$$\begin{aligned}
 K_1 &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{d1} + R_{d2} \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{d_1}{d_2}} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{6.246 \times 10^3} + 10^{-4} + \left(10^{-4} + \frac{1}{10^4}\right) \times \frac{34}{38}} \\
 &= 2277 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]
 \end{aligned}$$

平均温度差:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{84.2 - 54.2}{\ln \frac{84.2}{54.2}} = 68.1 (^\circ\text{C})$$

传热面积:

$$S = \frac{Q}{K_1 \Delta t_m} = \frac{1.69 \times 10^5}{2277 \times 68.1} = 1.09 (\text{m}^2)$$

#### 四、传热的强化

传热的强化,即以最小的传热设备获得最大的生产能力。如采取措施提高单位面积传热设备的传热量  $Q/S$ , 或减小单位热负荷所需的传热面积  $S/Q$  等。这类问题在换热设备的设计和使用中都是非常重要的。根据前面讨论的结果可知,影响传热的因素

很多,所以强化传热有各种不同的途径。一切强化传热的方法都需要花费一定的代价。因此,具体强化传热的方案是否可行,必须进行经济比较,只有在经济合理的情况下,才能采用。强化传热有如下几种途径:

(1) 增大单位体积的传热面积。增大传热面积是强化传热的有效途径之一,但不能靠增大设备体积来实现。设备体积增大,投资和维修费用都随之增加。因此,要看传热量的增加能否补偿投资和维修费用的增加。目前工业上使用的各种新型高效强化传热面,不仅扩展了传热面积,而且增强了传热面附近流体的湍动程度。如常见的以翅片管、波纹管 and 螺纹槽管等代替普通金属管,使换热器结构更紧凑,传热效果更好。

(2) 增大传热平均温度差。 $\Delta t_m$  增加,可使单位面积传热设备的传热量  $Q/S$  增大。理论上可通过提高热流体温度或降低冷流体温度来增大  $\Delta t_m$ ,但工艺流体的温度是由生产工艺条件所决定的,一般不能随意变动。而冷却或加热介质的温度(如蒸汽压强、水温)也受客观条件的限制。因此,以提高  $\Delta t_m$  来强化传热是有一定的限度的。

当两侧流体为变温传热时,应尽可能保证逆流或接近逆流操作,因与并流相比,逆流操作  $\Delta t_m$  较大。

(3) 增大总传热系数。强化传热的最有效的途径是增大总传热系数,即减小传热的总热阻。间壁式换热器总热阻为壁面、垢层热阻以及两侧流体与壁面对流传热热阻之和。当金属壁很薄,且壁面无垢层时,减小两侧流体与壁面的对流传热热阻,就成为强化传热的重要途径。当两侧流体的对流传热系数相差较大时,增大较小的  $\alpha$  值,对提高总传热系数  $K$  值更有效。

加大流速、提高湍动程度、减小层流内层厚度等均可以提高对流传热系数。在一定的流量下,采用小管径管子、增加管程数、管内插入旋流元件、改变传热面形状和增加粗糙度等都可以提高对流传热系数。但上述这些方法都会导致流体流动阻力的增加,使输送所需能量消耗增加,所以提高对流传热系数在经济上也是有限度的。



## 第六节 换 热 器

换热器是食品工业生产应用广泛的重要设备,其种类繁多。各种类型的换热器性能特点不同,应根据生产工艺要求进行选用。

换热器的分类方法有以下几种。

按传热方式不同可分为间壁式和混合式两大类。食品工业多用间壁式换热器。

若按使用目的的不同,可分为预热器、加热器、过热器、冷凝器、冷却器、深冷器、余热回收器等

若按换热器结构和传热面形式对间壁式换热器分类,则分:

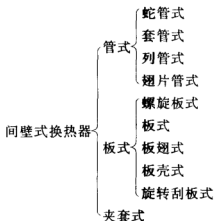


表 5-8 为各种换热器的比较。

表 5-8 各种换热器的比较

型 式	传热系数/[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	单位体积内的 传热面积/m <sup>2</sup>	单位传热面积的 金属消耗量/(kg/m <sup>2</sup> )
沉浸式	水-水 600~1 020(铜)	15	100
	水-水加搅拌 510~2 040(铜)		
喷淋式	液体冷却 290~930 蒸汽冷凝 350 1 200	16	60
套管式	液-液 350 1 400	20	150
列管式	水-水 1 400~2 840	45~50	30
	蒸汽-水 1 200~40 000		

续表

型 式	传热系数/[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	单位体积内的 传热面积/m <sup>2</sup>	单位传热面积的 金属消耗量/(kg/m <sup>2</sup> )
螺旋板式	液-液 700~2 300	100	50
	蒸汽-水 3 500		
平板式	水-水 7 000	250~1 000	16
板翅式	空气强制流动 35~350	250~4 370	—

## 一、管式换热器

管式换热器是以管壁为换热面的换热器,常用的有蛇管式、套管式、列管式和翅片管式等。

### (一) 蛇管式换热器

蛇管式换热器有沉浸式和喷淋式两种。

#### 1. 沉浸式蛇管换热器

蛇管多以金属管弯绕而成,或制成适应容器需要的形状,见图 5-24。将蛇管浸没在装有流体的容器中,蛇管内通以另一种流体而进行热交换。

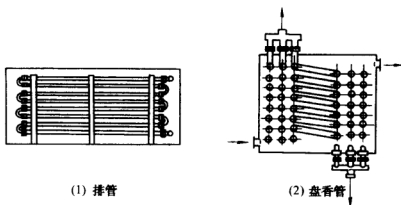


图 5-24 沉浸式蛇管换热器

蛇管式换热器在食品工业上作为一般加热器或冷却器,也可有作为高黏度制品冷却加工用。

蛇管式换热器的优点是结构简单,制造维修方便,造价低,管内能承受较高压强,且便于防腐。缺点是蛇管换热器管外空间较大,因而管外流体流速较小,对流传热系数不高,总传热系数亦小,换热器的传热效率低。若增加搅拌装置可提高传热效果。

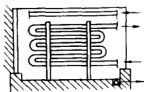


图 5-25 喷淋式蛇管换热器

## 2. 喷淋式蛇管换热器

喷淋式蛇管换热器的结构如图 5-25 所示。它是将一种流体分散成液滴从上面沿蛇管外表面喷淋下来,与管内流体进行换热,通常用做冷却器。

喷淋式与沉浸式相比,管外流体对流传热系数有所提高,因此所需传热面积、材料消耗和制造成本都较低。便于清洗、维修。其缺点是设备占地面积大,喷淋不易均匀,且操作时管外有水气产生,对环境不利,故常安装在室外。

## (二) 套管式换热器

套管式换热器是用两根口径不同的管子相套而成的同心套管,根据需要,可将多段套管连接起来组成换热器,见图 5-26。每一段套管称为一程,各程的内管用 U 形管相连接,而外管则用支管相连接。这种换热器的程数较多,一般都是上下排列,固定于支架上。若所需传热面积较大,则可将套管换热器组成平行的几排,各排都与总管相通。

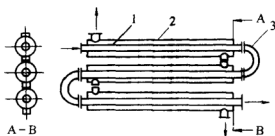


图 5-26 套管式换热器

1—内管 2—外管 3—回弯头

操作时,一种流体在内管中流动,另一种流体则在套管间的环隙中流动。用蒸汽加热液体时,液体从下方进入套管的内管,顺序流过各段套管而由上方流出。蒸汽则进入上方套管的环隙中,冷凝水由最下面的套管排出。

选择合适的管径,可使内管和环隙间的流体均获得较高的流速,呈湍流状态,两侧都能获得较高的对流传热系数,故一般套管式换热器都有较高的总传热系数。此外,套管式换热器中两种流体可保证纯逆流操作、对数平均推动力较大。

套管式换热器结构简单,传热系数、传热推动力大,能耐高压,制造方便,应用灵活,传热面易于增减。缺点是管子接头多,易泄漏,每单位管长的传热面积有限。因此,套管式换热器较适合于需要传热面不大,载热体用量小、物料有腐蚀性及高压的场合。

### (三) 列管式换热器(管壳式换热器)

这种换热器在工业上的应用最广泛,形式也比较多。列管式换热器的主要结构如图 5-27 所示。由管束、管板、外壳、封头、折流板等组成。管束两端固定在管板上,管子可以胀接或焊接在管板上。管束置于管壳之内,两端加封头并用法兰固定。这样,一种流体从管内流过,另一种流体从管外流过。两封头和管板之间的空间即作为分配或汇集管内流体之用。两种流体互不混合,只通过管壁相互换热。

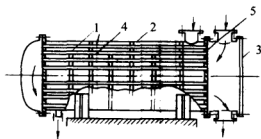


图 5-27 列管式换热器的结构

- 1—管束 2—外壳 3—封头  
4—折流板 5—管板

如果流体自一端进入后,一次通过全部管子而到达另一端,并自

另一端排出,这种列管换热器称为单程式。为了使管内液体保持一定流速,当液体流量不大时,就将管束分为若干组,并在封头内加装隔板,即为多程式。流体在管内每通过管束一次称为一个管程。图 5-27 为两程式。

对于管外壳间的流体,为了使流体在管外分布均匀,或者为了在流量小时提高流速,以保持较高的传热系数,常在管外装设折流板(或挡板)。折流板形式常用的有弓形和盘环形两种,见图 5-28。折流板同时起中间支架的作用。

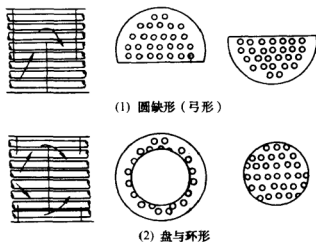
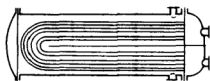


图 5-28 挡板的形式

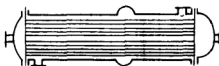
图 5-27 所示的列管换热器其管子紧密地固定在管板上,两块管板又分别焊在外壳的两端,然后再用螺栓与封头的法兰相连。这种结构称为固定管板式。

由于换热器内管内外温度的不同,管壁温度和壳壁温度也就不同,致使管束与壳体的热膨胀程度有差别。这种热胀冷缩所产生的应力可使管子发生弯曲,或从管板上脱落,甚至还会使换热器毁坏。所以当管壁和壳壁的温度差大于  $50^{\circ}\text{C}$  时,应考虑补偿措施以消除这种应力。

常用的补偿方法有浮头补偿、补偿圈补偿和 U 形管补偿,见图



(1) U形管补偿



(2) 补偿圈补偿



(3) 浮头补偿

图 5-29 热膨胀的补偿

浮头补偿是使换热器两端管板之一不固定在外壳上,可以沿轴向自由浮动,此端称为浮头。当管子受热或受冷时,就可连同浮头一起自由伸缩,而与外壳的胀缩无关。这种结构不但可以完全消除热应力,而且整个管束可以从壳体中抽出,便于清洗和检修。

补偿圈补偿是在外壳上焊上一个补偿圈。当外壳和管子热胀冷缩时,补偿圈就发生弹性变形,达到补偿的目的。

U形管补偿是将管子弯成U形,管子两端均固定在同一管板上。因此,每根管子都可自由伸缩,而与其他管子及外壳无关。其缺点是弯管内面清洗困难,只适用于洁净而不易结垢的流体。

列管式换热器是目前使用最广泛的换热器。其优点是易于制造,生产成本低,适应性强,可以选用的材料较广,维修、清洗都较方便,特别是对高压流体更为适用。其缺点是结合面较多,易造成泄漏。列管式换热器在食品工业中常用做预热器、加热器和冷却器,在

冷冻系统中可,以用做冷凝器和蒸发器。考虑食品的卫生要求,换热器可采用不锈钢作材料。

#### (四) 翅片管式换热器

在生产上常常遇到换热器间壁两侧流体的对流传热系数相差悬殊,这时可考虑采用翅片管式换热器。例如食品工业常见的干燥、采暖装置中用水蒸气加热空气时,管外空气的对流传热系数要比管内蒸汽冷凝的小几百倍,成为传热过程的主要阻力。这时,宜采用翅片管式换热器。

翅片的形式很多,常见的有纵向翅片、横向翅片和螺旋翅片 3 种,见图 5-30。翅片管仅在管的外表采取了强化措施,因此只有对外侧对流传热系数很小的传热过程才能起显著的强化效果。翅片管式换热器的安装,务必使空气能从两翅片之间的深处穿过,否则翅片间的气体形成死角区,使传热效果恶化。



图 5-30 翅片管的形式

翅片管式换热器既可用于加热空气或气体,也可利用空气来冷却其他流体。后者称为空气冷却器。采用空气冷却比用水冷却经济,而且还可避免污水处理和水源不足等问题,所以翅片式空气冷却器的应用广泛。

#### (五) 热管

热管是一种新型传热元件。最简单热管是在一根抽除不凝性气体的金属管内充以定量的某种工作液体,然后封闭而成,见图 5-31。当加热段受热时,工作液体遇热沸腾,产生的蒸汽流至冷却段遇冷后凝结放出潜热。冷凝液沿具有毛细结构的吸液芯在毛细管力的作用下回流至加热段再次沸腾。如此过程反复循环,热量则由加热

段传至冷却段。

热管对冷、热两侧传热系数皆很小的气—气传热过程特别有效。近年来,热管换热器广泛地应用于回收锅炉排出的废热以预热燃烧所需之空气,取得很大经济效益。

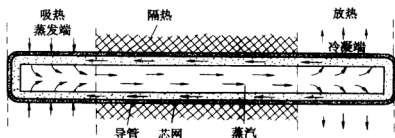


图 5-31 热管

在热管内部,热量的传递是通过沸腾冷凝过程。由于沸腾和冷凝传热系数皆很大,蒸汽流动的阻力损失也很小,因此管壁温度相当均匀。由热管的传热量和相应的管壁温差折算而得的表现热导率,是最优良金属热体的  $10^2 \sim 10^3$  倍。因此,热管对于某些等温性要求较高的场合,尤为适用。

## 二、板式换热器

板式换热器是以板壁为换热壁的换热器,常见的有螺旋板式、板式、板翅式、板壳式和旋转刮板式。

板式换热表面可以紧密排列,因此各种板式换热器都具有结构紧凑、材料消耗低、传热系数大的特点。这类换热器一般不能承受高压和高温,但对于压强较低、温度不高或腐蚀性强而需用贵重材料的场合,各种板式换热器都显示出更大的优越性。由于板式换热器具有许多独特的优点,所以在食品工业中应用广泛。

### (一) 螺旋板式换热器

螺旋板式换热器是由两张平行薄钢板卷制而成,在其内部形成一对同心的螺旋形通道。换热器中央设有隔板,将两螺旋形通道隔开。两板之间焊有定距柱以维持通道间距,在螺旋板两端焊有盖板,



见图 5-32。冷、热流体分别由两螺旋形通道流过,通过薄板进行换热。

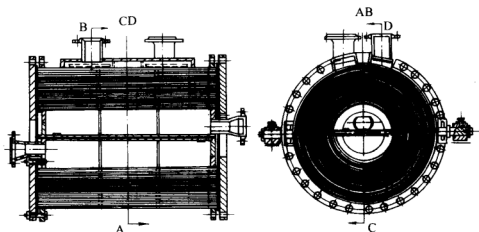


图 5-32 螺旋板式换热器

螺旋板换热器的主要优点如下:

(1) 由于离心力的作用和定距柱的干扰,流体湍动程度高,故给热系数大。例如,水对水的传热系数可达到  $2\,000\sim3\,000\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ ,而管壳式换热器一般为  $1\,000\sim2\,000\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ 。

(2) 由于离心力的作用,流体中悬浮的固体颗粒被抛向螺旋形通道的外缘而被流体本身冲走,故螺旋板换热器不易堵塞,适于处理悬浮液体及高黏度介质。

(3) 冷热流体可做纯逆流流动,传热平均推动力大。

(4) 结构紧凑,单位体积的传热面为管壳式的 3 倍,可节约金属材料。

螺旋板换热器的主要缺点是:

(1) 操作压强和温度不能太高,一般压强不超过  $2\text{MPa}$ ,温度不超过  $300\sim400^\circ\text{C}$ 。

(2) 因整个换热器被焊成一体,一旦损坏不易修复。

螺旋板换热器的给热系数可用下式计算:

$$Nu = 0.04 Re^{0.78} Pr^{0.4} \quad (5-91)$$

上式对于定距柱直径为 10mm、间距为 100mm 按菱形排列的换热器适用,式中的当量直径  $d_e = 2b$ ,  $b$  为螺旋板间距。

## (二) 板片式换热器

板片式换热器最初用于食品工业,20 世纪 50 年代逐渐推广到其他工业部门,现已发展成为高效紧凑的换热设备。

板片式换热器是由一组金属薄板、相邻薄板之间衬以垫片并用框架夹紧组装而成。图 5-33 所示为矩形板片,其上四角开有圆孔,形成流体通道。冷、热流体交替地在板片两侧流过,通过板片进行换热。板片厚度为 0.5~3mm,通常压制成各种波纹形状,既增加刚度,又使流体分布均匀,加强湍动,提高传热系数。

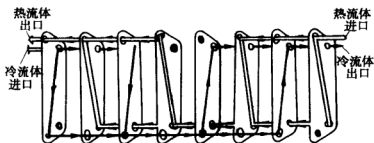


图 5-33 板片式换热器流向示意图

板片式换热器的主要优点如下：

(1) 由于流体在板片间流动湍动程度高,而且板片厚度又薄,故传热系数  $\alpha$  值大。例如,在板片式换热器内,水对水的传热系数可达  $1500 \sim 4700 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

(2) 板片间隙小(一般为 4~6mm)、结构紧凑,单位体积所提供的传热面积为  $250 \sim 1000 \text{ m}^2$ ;而管壳式换热器只有  $40 \sim 150 \text{ m}^2$ 。板片式换热器的金属耗量可减少一半以上。

(3) 具有可拆结构,可根据需要调整板片数目以增减传热面积,故操作灵活性大,检修清洗也方便。

板片式换热器的主要缺点是:允许的操作压强和温度比较低。通常操作压强不超过 2MPa,压强过高容易渗漏;操作温度受垫片材

料的耐热性限制,一般不超过  $250^{\circ}\text{C}$ 。

### (三) 板翅式换热器

板翅式换热器是一种更为高效紧凑的换热器,过去由于制造成本较高,仅用于宇航、电子、原子能等少数部门。现在已逐渐应用其他工业生产中,取得良好效果。

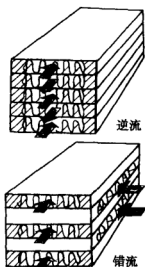


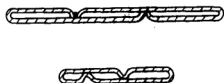
图 5-34 板翅式换热器的板束

如图 5-34 所示,在两块平行金属薄板之间,夹入波纹状或其他形状的翅片,将两侧面封死,即成为一个换热基本元件。将各基本元件适当排列(两元件之间的隔板是公用的),并用钎焊固定,制成逆流式或错流式板束。将板束放入适当的集流箱(外壳)就成为板翅式换热器。

板翅式换热器的结构高度紧凑,单位体积可提供的传热面高达  $2\,500\sim 4\,000\text{m}^2$ 。所用翅片的形状可促进流体的湍动,故其传热系数也很高。因翅片对隔板有支撑作用,板翅式换热器允许操作压强也较高,可达  $5\text{MPa}$ 。

### (四) 板壳式换热器

板壳式换热器与管壳式换热器的主要区别是以板束代替管束。板束的基本元件是将条状钢板液压成一定形状然后焊接而成,见图 5-35。板束元件可以紧密排列、结构紧凑,单位体积提供的换热面为管壳式的 3.5 倍以上,为保证板束充满圆形壳体,板束元件的宽度应该与元件在壳体内所占弦长相当。与圆管相比,板束元件的当



5-35 板壳式换热器的板束元件示意

量直径较小,传热系数也较大。

板壳式换热器不仅有各种板式换热器结构紧凑、传热系数高的特点,而且结构坚固,能承受很高的压强和温度,较好地解决了高效紧凑与耐温抗压的矛盾。目前,板壳式换热器最高操作压强可达 6.4MPa,最高温度可达 800℃。板壳式换热器的缺点是制造工艺复杂,焊接要求高。

### (五) 旋转刮板式换热器

这类换热器的原理是由刮板在靠近传热面处连续不断地运动,使料液成薄膜状流动,故亦可称之为刮板薄膜换热器或刮面式换热器。

刮板薄膜式换热一般有两种具体用法。一种用于夹套式换热器中,另一种用于管式(或筒式)换热器中。

筒式刮板薄膜换热器如图 5-36 所示。刮板的作用不仅在于提高换热器的传热系数,而且还可以形成乳化、混合和增塑等作用。

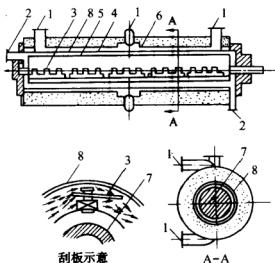


图 5-36 旋转刮板式换热器

1—加热剂(冷却剂)出入口 2—料液出入口 3—刮板 4—加热剂  
(冷却剂)通道 5—料液通道 6—保温层 7—回转轴 8—传热壁

这种换热器是由内面磨光的中空圆筒和带有刮板的内转筒以及外圆筒所构成。内转筒与中间圆筒内面之间狭窄的环形空间即为被

处理料液的通道。内转筒安装在外轴承上,在传动侧采用机械密封或填料涵密封。内转筒转速约为  $5\,000\text{r/min}$ 。由金属或适当塑料制成的刮刀以松连接固定在内转筒上。转动时,刮刀在离心力作用下压向传热面,从而使传热面不断地被刮清露出。换热器中间圆筒的外部做成夹套,加热剂或冷却剂进入夹套。

旋转刮板式换热器的优点是传热系数高,拆装清洗方便,又是完全密封的设备。缺点是功率消耗大。

旋转刮板式换热器在食品工业特别适用于制品要求快速冷却的同时,又要求强烈的搅拌的人造奶油、冰淇淋等的生产。

### 三、夹套式换热器

这种换热器是在容器的外壁安装夹套制成,见图5-37。夹套式

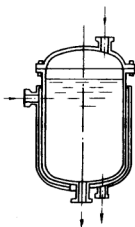


图 5-37 夹套式换热器

应用于反应过程的加热和冷却。

换热器结构简单,其加热面受容器壁面限制,传热系数也不高。为了提高传热系数,且使釜内液体受热均匀,可在釜内安装搅拌器。当夹套中通入冷却水或无相变的加热剂时,亦可在夹套中设置螺旋隔板或其他增加湍动的措施,以提高夹套一侧的对流传热系数。为了补充传热面的不足,也可在釜内部安装蛇管。

夹套式换热器广泛应用于反

### 四、混合式换热器

混合式换热器的特点是将冷、热流体直接混合而进行换热。混合式与间壁式相比较,由于省去传热壁,故结构简单,传热效率高,设备费用低。但采用这种设备只限于允许两种流体互相混合场合。

混合式换热器多用做蒸汽的冷凝器或气体的冷却器,有时兼做除尘器、增湿器或减湿器。

混合式换热器要求两种流体能有最大的接触面,保证接触均匀以及一定的接触时间。典型的混合式换热器有如下几种。

### (一) 喷射式冷凝器

喷射式冷凝器除有混合冷凝作用之外,还具有抽真空的作用。

喷射式冷凝器中,如图 5-38(1)所示用逐渐收缩的锥形喷嘴将水或其他液体冷却剂喷射,水或其他液体冷却剂在喷嘴内的流速逐渐增快,动能愈来愈大,而静压能则愈来愈小。如果以喷嘴座板将喷嘴上、下游隔开,上游空间(即水室)通入高压水,则由于水的喷射造成下游的低压,从而产生抽气的作用。

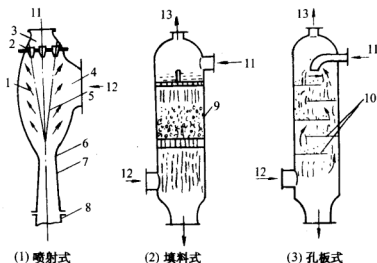


图 5-38 混合式冷凝器

- 1—导向挡板 2—喷嘴 3—水室 4—吸气室  
5—混合室 6—喉管 7—扩压管 8—尾管 9—填料  
10—筛板 11—水入口 12—蒸汽入口 13—不凝气体排出口

吸气室将水气吸入后,经导向挡板使之从水流射束的四周均匀地进入混合室,而与许多聚焦于喉部的射束表面相接触。因射束的流速高、动量大,水气即凝结在水柱表面而被带走。经过喷

嘴所形成的射流速度一般为  $15 \sim 30\text{m/s}$ 。带走水气的各射流在喉部准确聚焦后,通过扩压管将动能转换为静压能,再从尾管排出。

由上述可知,喷射式冷凝器特别适用于真空系统中水蒸气的排除。如食品工业中的真空蒸发、真空脱气、真空干燥等,用喷射式冷凝器时,就可以不再用真空泵。

## (二) 填料式冷凝器

图 5-38(2)所示,冷却水从上部喷淋而下,与上升的蒸汽在填料层内接触。填料层由许多空心圆柱形的填料环或其他填料充填而成,组成两种流体的接触面。混合冷凝后的气体则由顶部排出。

## (三) 孔板式冷凝器

如图 5-38(3)所示,孔板式冷凝器装有若干块钻有很多小孔的淋水板。水板的形式有交替相对放置的弓形式和圆盘、圆环交替放置的形式,冷却水自上方引入,顺次经板孔穿流下的同时,还经淋水板边缘泛流而下。蒸汽则自下方引入,以逆流方式与冷水接触而被冷凝。少量不凝性气体和水气混合物自上方排出。进入的冷却水经与蒸汽进行热交换后被加热,而后从下方尾管排出。

除水力喷射冷凝器外,不论是孔板式或填料式,当被冷凝的水蒸气来自真空系统时,冷凝器内处于负压状态。这种情况下,如无适当措施,冷凝水无法排出。通常采用两种方法,即低位式和高位式,见图 5-39。

低位式冷凝器是直接用水泵将冷凝水从冷凝器内抽出,因而可将冷凝器直接安装在地面上。高位冷凝器不用抽水泵将冷凝水从冷凝器内抽出,而是将冷凝器置于  $10\text{m}$  以上的高度,利用其下部很长的尾管(称为气压管,俗称大气腿)中液体静压头的作用来平衡上方冷凝器内的真空度,同时抽出冷凝水。为了保证外部空气不致进入真空设备,气压管应淹没在地面的溢流槽中。

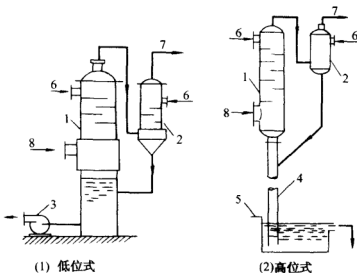


图 5-39 低位和高位冷凝器

1—主冷凝器 2—辅冷凝器 3—抽水泵 4—气压腿  
5—溢流槽 6—冷却水进 7—不凝气出 8—蒸汽进

## 练 习 题

1. 为测量炉壁内壁的温度,在炉外壁及距外壁  $1/3$  厚度处设置热电偶,测得炉外壁温度为  $50^{\circ}\text{C}$ ,距外壁  $1/3$  厚度处温度为  $300^{\circ}\text{C}$ 。求内壁温度。设炉壁由单层均质材料组成。

2. 冷库壁由两层组成:外层为红砖,厚  $250\text{mm}$ ,热导率为  $0.7\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ;内层为软木,厚  $200\text{mm}$ ,热导率为  $0.07\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。红砖和软木层的外表面温度分别为  $25^{\circ}\text{C}$  和  $-2^{\circ}\text{C}$ 。试计算通过冷库壁的热流密度及两层接触面的温度。

3. 为减少热损失,在外径  $\phi 150\text{mm}$  的饱和蒸汽管道外覆盖保温层。已知保温材料的热导率  $\lambda = 0.103 + 0.000198t$  (式中  $t$  为  $^{\circ}\text{C}$ )。蒸汽管外壁温度为  $150^{\circ}\text{C}$ ,要求保温层外壁温度不超过  $50^{\circ}\text{C}$ ,每米管道由于热损失而造成蒸汽冷凝的量控制在  $1 \times 10^{-4}\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$  以下,问保温层厚度应为多少?



4. 外径为 50mm 蒸汽管道外包有两层热导率不同而厚度均为 25mm 保温层。外层热导率为内层的 5 倍。若将两保温层对调,而其他条件不变。问每米管长的热损失将改变多少?

5. 某工厂用  $\phi 170\text{mm} \times 5\text{mm}$  的无缝钢管输送水蒸气。为了减少沿途的热损失,在管外包两层绝热材料:第一层为厚 30mm 的矿渣棉,其热导率为  $0.065\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ;第二层为厚 30mm 的石棉灰,其热导率为  $0.21\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。管内壁温度为  $300^\circ\text{C}$ ,保温层外表面温度为  $40^\circ\text{C}$ 。管道长 50m。试求该管道的散热量。

6. 冷却水在  $\phi 19\text{mm} \times 2\text{mm}$ ,长为 2mm 的钢管中以  $1\text{m/s}$  流速通过。水温由  $288\text{K}$  升至  $298\text{K}$ 。求管壁对水的对流传热系数。

7. 在常压下用套管换热器将空气由  $20^\circ\text{C}$  加热至  $120^\circ\text{C}$ ,空气以  $0.15\text{kg/s}$  的流量在管内流动。换热器内管为  $\phi 100\text{mm} \times 4\text{mm}$  的钢管。求空气对管壁的对流传热系数。若空气流速增加 1 倍,其他条件均不变,对流传热系数又为多少?

8. 饱和温度为  $100^\circ\text{C}$  的水蒸气在长 3m、外径为 0.03m 的单根黄铜管表面上冷凝。铜管竖直放置,管外壁的温度维持  $96^\circ\text{C}$ ,试求每小时冷凝的蒸汽量。又若将管子水平放,冷凝的蒸汽量又为多少?

9. 水在大容器内沸腾,如果压强保持在  $p = 200\text{kPa}$ ,加热面温度保持在  $130^\circ\text{C}$ 。试求加热面上的热流密度  $q$ 。

10. 功率为  $1\text{kW}$  的封闭式电炉,表面积为  $0.05\text{m}^2$ ,表面黑度 0.90。电炉置于温度为  $20^\circ\text{C}$  的室内,炉壁与室内空气的自然对流传热系数为  $10\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。求炉外壁温度。

11. 一直径为 0.9m,高为 1.2m 的蒸煮锅,其外部有绝缘层,外表面温度为  $50^\circ\text{C}$ ,空气温度为  $20^\circ\text{C}$ 。试计算蒸煮锅的垂直侧壁对周围的热损失。

12. 两平行的大平板放在空气中,相距 5mm。一平板的黑度为 0.15,温度为  $350\text{K}$ ;另一平板的黑度为 0.05,温度为  $300\text{K}$ 。若将第一块板加涂层,使其黑度变为 0.025。试计算由此引起的辐射传热热流密度改变的百分率。

13. 试计算一外径为 50mm, 长为 10m 的氧化钢管, 其外壁面的温度为 250℃ 时的辐射热损失。若将此管敷设在:

(1) 与管径相比很大的车间内, 车间内石灰粉刷壁面的温度为 27℃。石灰粉刷壁的黑度  $\epsilon = 0.91$ ;

(2) 截面为 200mm×200mm 的红砖砌的通道中, 通道壁面的温度为 20℃。

14. 牛奶在  $\phi 32\text{mm} \times 3.5\text{mm}$  的不锈钢管中流过, 外面用蒸汽加热。不锈钢的热导率为  $17.5\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ , 管内牛奶的对流传热系数为  $500\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , 管外蒸汽的对流传热系数为  $8000\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。试求总热阻和传热系数  $K$ 。如管内有 0.5mm 的有机污垢层, 其热导率为  $1.5\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ , 求热阻增加的百分数。

15. 热气体在套管换热器中用冷水冷却, 内管为  $\phi 25\text{mm} \times 2.5\text{mm}$  钢管, 热导率为  $45\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。冷水在管内湍流流动, 其对流传热系数  $\alpha_1 = 2000\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。热气在环隙中湍流流动,  $\alpha_2 = 50\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。不计垢层热阻, 试求:

(1) 管壁热阻占总热阻的百分数;

(2) 内管中冷水流速提高 1 倍, 总传热系数有何变化?

(3) 环隙中热气体流速提高 1 倍, 总传热系数有何变化?

16. 在果汁预热器中, 加热剂热水进口温度为 98℃, 出口温度为 75℃, 果汁的进口温度为 5℃, 出口温度为 65℃。求两种流体顺流和逆流时的平均温度差。

17. 在一逆流套管换热器中, 冷、热流体进行热交换。冷流体进、出口温度分别为 20℃ 和 85℃, 热流体进、出口温度分别为 100℃ 和 70℃。若将冷流体流量加倍, 设总传热系数不变, 忽略热损失, 试求两流体的出口温度和传热量的变化。

18. 今有一套管换热器, 冷、热流体的进口温度分别为 40℃ 和 100℃。已知并流操作时冷流体出口温度为 60℃, 热流体为 80℃。试问逆流操作时热流体、冷流体的出口温度各为多少? 设传热系数  $\alpha$  均为定值。

19. 某冷凝器传热面积为  $20\text{m}^2$ , 用来冷凝 100℃ 的饱和水蒸气。

冷液进口温度为  $40^{\circ}\text{C}$ ，流量  $0.917\text{kg/s}$ ，比热容为  $4000\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ 。换热器的传热系数  $K=125\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ，求水蒸气冷凝量。

20. 在一套管式换热器中，内管为  $\phi 180\times 10\text{mm}$  的钢管，内管中热水被冷却，热水流量为  $3000\text{kg/h}$ ，进口温度为  $90^{\circ}\text{C}$ ，出口温度  $60^{\circ}\text{C}$ 。环隙中冷却水进口温度为  $20^{\circ}\text{C}$ ，出口温度为  $50^{\circ}\text{C}$ ，总传热系数  $K=2000\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ，试求：

- (1) 冷却水用量；
- (2) 并流流动时的平均温度差及所需的管子长度；
- (3) 逆流流动时的平均温度差及所需的管子长度。

21. 一套管换热器管内流体的对流传热系数  $\alpha_1=200\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。管外流体的对流传热系数  $\alpha_2=350\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。已知两种流体均在湍流情况下进行换热。试回答下列两个问题：

- (1) 假设管内流体流速增加 1 倍；
- (2) 假设管外流体流速增加 2 倍。

其他条件不变，试问总传热系数增加多少？管壁及污垢热阻可不计。

22. 欲将流量为  $3000\text{m}^3/\text{h}$ （标准状态  $p_0=101325\text{Pa}$ ， $T_0=273.15\text{K}$ ）的常压空气用  $p=200\text{kPa}$  的饱和蒸汽加热，空气由  $10^{\circ}\text{C}$  加热到  $90^{\circ}\text{C}$ 。现有一列管式换热器，规格如下：

钢管直径	$\phi 25\text{mm}\times 2.5\text{mm}$
管长	$1.5\text{m}$
管数	271 根

如用此换热器，使空气在管内流动，水蒸气在管外冷凝，试验算此换热器面积是否够用？水蒸气冷凝时的对流传热系数可取  $10000\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

23. 一列管换热器，物料走管程并达到充分湍流。用  $133^{\circ}\text{C}$  的饱和蒸汽可将物料从  $40^{\circ}\text{C}$  加热至  $80^{\circ}\text{C}$ 。若现欲增加 50% 的物料处理量，有人建议采用并联或串联同样一台换热器的方法，以保持物料的出口温度不低于  $80^{\circ}\text{C}$ ，这个方案是否可行？

24. 用饱和水蒸气将空气从  $20^{\circ}\text{C}$  加热到  $90^{\circ}\text{C}$ 。饱和蒸汽压强为  $200\text{kPa}$ 。现空气流量增加 20%，但要求进出口温度不变，问

蒸汽压强应提高至何值方能完成任务？设管壁和污垢热阻均可忽略。

25. 有一单壳程双管程列管换热器,管外用  $120^{\circ}\text{C}$  饱和蒸汽加热,常压干空气以  $12\text{m/s}$  的流速在管内流过,管径为  $\phi 38\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ ,总管数为 200 根,已知空气进口温度为  $25^{\circ}\text{C}$ ,要求空气出口温度为  $85^{\circ}\text{C}$ ,试求:

(1) 该换热器的管长应为多少?

(2) 若气体处理量、进口温度、管长均保持不变,而将管径增大为  $\phi 38\text{mm} \times 2\text{mm}$ ,总管数减少 20%,此时的出口温度为多少?(不计出口温度变化对物性影响,忽略热损失)。

## 第六章 制 冷

### 基础理论和知识

制冷量、制冷剂、载冷剂、制冷系数、蒸汽压缩式制冷、压缩机、冷凝器、蒸发器、节流阀等概念。

### 基本技能及要求

1. 熟练地掌握常见的单级蒸汽压缩式制冷循环的过程、系统和计算方法；
2. 了解其他制冷系统和制冷剂、载冷剂的类型。

制冷技术是现代食品工业的重要基础技术之一。随着食品工业的发展,制冷作为食品加工和贮藏的重要手段有着越来越重要的地位。它不仅广泛应用于冷冻和速冻食品的加工、食品保藏以及冷冻浓缩和冻干,而且还用于食品生产车间的空气调节等。

所谓制冷技术或称人工制冷等,是指利用某种装置,以消耗机械功或其他能量为代价,维持某一对象的温度低于周围环境的温度。习惯上,我们把达到低于周围环境温度 120K 以上的制冷叫一般制冷或普通制冷,把 73 ~ 120K 之间的制冷叫深度制冷,把 4.2 ~ 73K 之间的制冷叫低温制冷,而把 0.5K 以下的制冷称极低温制冷。

在目前条件下,几乎任何低温(从 0℃ 直至接近 0K),都可以利用人工制冷的的方法获得。人工制冷获得低温的方法有很多,常见如压缩式制冷、吸收式制冷、蒸汽喷射式制冷、半导体制冷和化学反应式制冷等,所有这些制冷方法中机械制冷占主要地位,尤其是其中的蒸汽压缩式制冷应用很广。

本章将以蒸汽压缩式制冷为重点,介绍普通制冷的的基本工作原理,并对吸收式、蒸汽喷射式和半导体制冷等制冷方式也做概要介绍。

## 第一节 制冷的理论基础

制冷操作的实质是借助于制冷剂把低温物体中的热量送到温度较高的环境中去。根据热力学第二定律,热量不能自动地由低温传向高温,要想实现这种逆向传热,必须消耗一定的外界功。压缩制冷就是在消耗外功的条件下,借助于制冷剂,通过压缩、冷凝、膨胀、蒸发等过程的交替循环来实现制冷目的的。

在制冷循环中,要进行热力分析与计算必须要掌握制冷剂的温熵图( $T-S$ 图)与压焓图( $\lg p-h$ 图)。

### 一、温熵图与压焓图

温熵图与压焓图的做图基准均以  $0^{\circ}\text{C}$   $1\text{kg}$  的饱和液态制冷剂为基准状态,即人为规定此时的焓值与熵值,因为在计算时只需要焓和熵的相对值或变化,而不需要知道它们的绝对值,所以基准状态的选择是任意的。这里选  $0^{\circ}\text{C}$  的饱和液体作基准状态只是为了绘图和用图时的方便。

#### (一) 温熵图( $T-S$ 图)

$T-S$ 图是以温度  $T$  为纵坐标,以熵  $S$  为横坐标的热力学函数图,典型形状如图 6-1 所示。图中每一点代表物系的一个状态,每条线代表某一个参数保持恒定的过程。

图中的线或线群的含义如下:

##### 1. 饱和曲线

由饱和液体曲线(左支)和饱和蒸气曲线(右支)构成。两条曲线汇合于临界点  $K$ 。饱和曲线和临界点将  $T-S$  图分为如下三个区域:临界温度以下,饱和液体曲线以左为液相区;临界温度以上,饱和气体曲线以右为气相区;饱和曲线内气液共存区。

##### 2. 等压线群

图中由右上方偏斜的实曲线群为等压线群,以  $p$  表示,单位为  $\text{Pa}$ 。图 6-1 中 ABCD 折线为某压强值  $p_0$  下的等压线。等压线

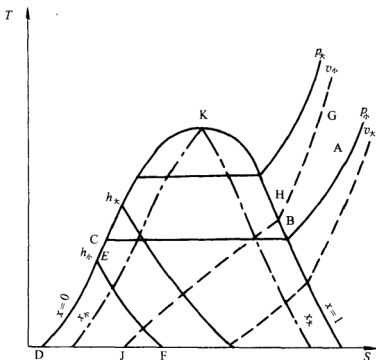


图 6-1 T-S 图

在气液共存区内是水平线,它与饱和曲线的两交点为该温度、压强下互成平衡的气液两相。

### 3. 等焓线群

图 6-1 中由左上方向右下方偏斜的实曲线群为等焓线群,以  $h$  表示,单位为  $\text{kJ/kg}$ 。图中 EF 线为某比焓值  $h_K$  下的等焓线。

### 4. 等比体积线

图中从右上方向左下方倾斜的虚线群为等比体积线群,以  $v$  表示,单位为  $\text{m}^3/\text{kg}$ 。图 6-1 中 GHJ 折线为某比体积值  $v_K$  下的等比体积线。

### 5. 等干度线群

图中的气液共存区内,由临界点向下放射的一些点画线群为等干度线群,以  $x$  表示,单位为  $\text{kg}$  干气体/ $\text{kg}$  湿气体。当  $x=1$  时为临界点右侧的饱和曲线,当  $x=0$  时为临界点左侧的饱和曲线。

### 6. 等温线群

垂直于  $T$  轴的线群为等温线群,以  $T$  表示,单位为  $K$ ,图中未画出。

## 7. 等熵线群

垂直于  $S$  轴的线群为等熵线群,以  $S$  表示,单位为  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ,图中亦未画出。

## (二) 压焓图( $\lg p-h$ 图)

在实际制冷的热力学计算中,运用  $\lg p-h$  图较  $T-S$  图更为方便。在压焓图上以绝压  $p$  或  $\lg p$  为纵坐标,焓  $h$  为横坐标。图线的典型形状如图 6-2 所示。图中的每一点代表物系的一个状态,每条线代表某一个参数保持恒定的过程。这种图又叫莫里哀图。

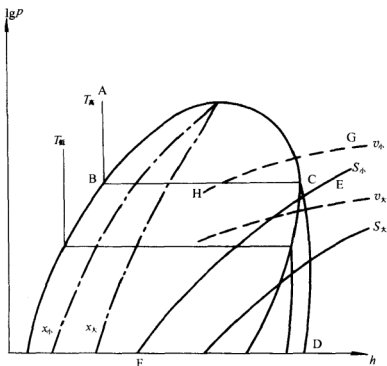


图 6-2  $\lg p-h$  图

图中的线或线群含义如下：

### 1. 饱和曲线

由饱和液体曲线(左支)和饱和蒸气曲线(右支)构成。夹在其间的区域叫气液共存区,在这区域中各点都呈湿蒸气状态。在饱和和液



体曲线左侧的区域叫液相区,在这区域中的各点都呈过冷液状态。在饱和蒸气曲线右侧的区域叫气相区,在这区域中各点都呈过热蒸气状态。

## 2. 等温线群

在液相区内与  $h$  轴垂直,在气液共存区内与  $h$  轴平行,在气相区内与  $h$  轴近似垂直的一组折线为等温线群。图 6-2 中折线 ABCD 为某温度  $T_{\text{高}}$  下的等温线。在压焓图中常常不画出液相区及气液共存区的部分等温线。

## 3. 等熵线群

图 6-2 中向右上方弯曲的实曲线群为等熵线群。图中 EF 为某熵值  $S_{\text{小}}$  下的等熵线。

## 4. 等比体积线群

图 6-2 中向右上方弯曲的虚线群为等比体积线群。图中 GH 为某比体积值  $v_{\text{小}}$  下的等比体积线。

## 5. 等干度线群

如图 6-2 中点画线所示。由左至右  $x$  逐渐增大。

## 6. 等压线群

与  $h$  轴平行的线群,图中未画出。

## 7. 等焓线群

与  $h$  轴垂直的线群为等焓线群,图中亦未画出。

各条线的意义,表示符号及单位与  $T-S$  图中相同。

# 二、理想压缩制冷循环

理想压缩制冷循环即逆向卡诺循环,是在一定的假想条件下进行的,即假设制冷剂在吸热与放热过程中的温度分别与被冷却物体的温度  $T_1$  及周围介质的温度  $T_2$  是相等的。也就是说循环是在传热温差无限小、传热面积无限大且无摩擦损失的条件下进行的。

理想制冷循环的装置流程如图 6-3(a)所示,制冷体系主要由四个主要设备:压缩机、冷凝器、膨胀机、蒸发器构成。

理想压缩制冷循环由两个可逆绝热过程和两个可逆的等温过程

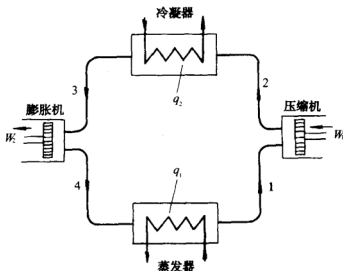


图 6-3(a) 理想压缩制冷装置流程图

所组成,可用温熵图将其清晰表示出来,如图6-3(b)所示。制冷剂

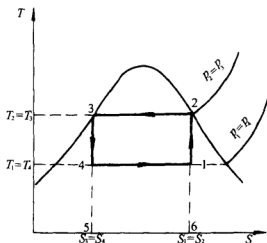


图 6-3(b) 理想压缩制冷循环温熵图

首先沿等熵线 1-2 做等熵可逆压缩(绝热可逆压缩),消耗机械功  $W_1$  制冷剂,压强由  $p_1$  增大至  $p_2$ ,温度由  $T_1$  升高至  $T_2$ ;再沿等温线 2-3 做等温等压可逆冷凝,放出热量  $q_2$  制冷剂,熵值减少而温度  $T_2$  压强  $p_2$  均保持不变;以后又沿等熵线 3-4 做等熵可逆膨胀(绝热可逆膨胀),做出膨胀功  $W_2$  制冷剂,压强及温度又分别降回

至  $p_1$  和  $T_1$ ;最后又沿等温线 4-1 做等温等压可逆蒸发,向被冷却物体吸热  $q_1$  制冷剂,熵值又增加。如此周而复始,循环不已,制冷剂从被冷却物体吸热并和外功一起以热能形式放给周围介质,消耗循环功实现制冷。由以上分析可知循环功  $W_c$  为:

$$W_e = W_1 - W_2 = q_2 - q_1 \quad (6-1)$$

循环过程消耗功及吸、放热量在  $T-S$  图上均以相应面积来表示,如循环功可以用面积 1-2-3-4-1 来表示,放出的热量  $q_2$  以面积 2-3-5-6-2 来表示;

$$q_2 = T_2(S_2 - S_3) \quad (6-2)$$

吸热量  $q_1$  以面积 1-4-5-6-1 来表示:

$$q_1 = T_1(S_1 - S_4) \quad (6-3)$$

理想压缩制冷循环在工业生产上是不可能实现的,但可作为实际制冷循环完善程度的比较标准。

## 第二节 实际压缩制冷循环

### 一、单级压缩制冷循环

理想压缩制冷循环在实际生产中是不可能实现的,这主要是由于下列原因:

(1) 由于实际过程中摩擦损失的存在使得制冷循环中气体的压缩与膨胀都不可能是可逆过程,只能做到接近于可逆;由于实际传热必须有一定的温差,实际循环中的冷凝与蒸发过程都不是可逆过程。

(2) 理想压缩过程采用湿法操作,即压缩机吸入的制冷剂是湿蒸气,为蒸气与液滴的混合物。液滴在吸入时会对气缸产生液压冲压作用,影响正常运转。而且气缸内壁温度较高,湿蒸气吸入后其中的液滴会迅速气化,体积增大,使吸气量降低,即气缸的体积系数变小,这就影响到整个制冷装置的制冷能力。因此实际操作中多采用干法操作,即压缩机吸入的制冷剂为饱和或过热蒸气。

(3) 理想循环的膨胀过程在膨胀机内进行,理论上可把制冷剂膨胀时所做的功用于协助带动压缩机,从而减少所耗外功。然而制冷剂膨胀时所做的功比将其压缩时所需的功要少得多,在克服了膨胀机运转的摩擦损耗后,已所剩无几。这样,与其采用构造与操作都很复杂的膨胀机来回收很有限的能量,不如放弃这点能量而使装置简化,即改用针形节流阀代替膨胀机。流体经节流膨胀,所释放的能

量完全消耗于自身的摩擦,过程是高度不可逆的。

此外为了防止液态制冷剂在进入节流阀前就变成蒸气,也不可能像理想循环那样在冷凝时将制冷剂变成饱和液体,而是要稍微过冷。

由于实际操作中有许多不可逆损失的存在,实际制冷过程非常复杂,很难用热力学过程表示出来,在工程计算上,通常是先按与实际过程很接近的理论循环进行计算,然后再用各种系数进行修正。

### (一) 单级压缩制冷的理论循环

理论循环是在一定的假想条件下进行的,虽与客观实际有些差别,但排除了许多复杂因素,从而使分析的问题大为简化,这些假想条件是:

(1) 压缩过程是绝热压缩过程。

(2) 不考虑制冷剂在流动时的摩擦、阻力等损失,即制冷剂在流经冷凝器、蒸发器及连接管道时无压力损失。

(3) 液态制冷剂在节流前后焓值不变。

根据不同的操作控制条件,单级压缩制冷的理论循环有多种不同情况,下面仅以干饱和和过冷循环,即吸入蒸气为干饱和气体,进入膨胀阀前为过冷液体的循环为例来详细说明理论循环的各过程。

单级压缩制冷循环流程如图6-4所示,制冷装置主要由膨胀阀

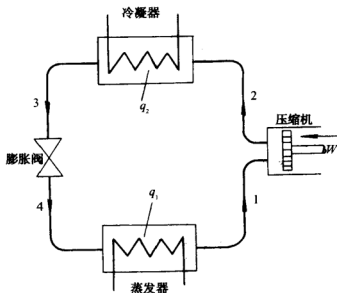


图 6-4 单级压缩制冷循环流程图

(节流阀)、蒸发器、压缩机、冷凝器等四大部分组成。

单级压缩制冷的理论循环过程可在  $T-S$  图和  $\lg p-h$  图上清楚表示出来,如图 6-5 所示。由图可知单级压缩制冷循环由以下过程组成:

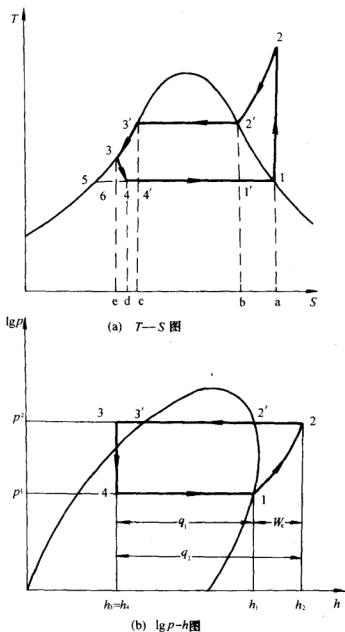


图 6-5 单级压缩制冷循环温熵图及压焓图

(1) 等熵可逆压缩(绝热可逆压缩)过程。以线段 1-2 表示。制冷剂的饱和蒸气于状态 1( $p_1, T_1$ )下进入压缩机进行绝热压缩,在工业设备里这个过程大体接近可逆,过程基本上是等熵的,于是制冷剂的状态沿等熵线变化到点 2,成为压强和温度都较高的过热蒸气。

在此过程中,压缩机对制冷剂做功为:

$$W_c = \Delta h = h_2 - h_1 \quad (6-4)$$

(2) 等压冷却、冷凝及过冷过程。以线段 2-2'-3'-3 表示。制冷剂的过热蒸气进入冷凝器,首先放出显热而成为饱和蒸气,即沿等压线到达状态 2'( $p_2, T_3'$ );继而放出潜热成为饱和液体,沿等压线(对此段来说也是等温线)到达状态 3'( $p_2, T_3'$ );最后又放出少量显热而成为过冷液体,沿等压线到达状态 3( $p_3, T_3$ )。若压强在临界压强以下,饱和液体左侧的等压线便与饱和液体线十分靠近,则点 3 实际也位于饱和液体线上。三个过程都是在冷凝器中连续进行的。上面的分析都假定冷凝器内的压强降可以忽略,而实际情况与此颇为接近。 $T_3$  应适当地高于冷却水的温度,这样全过程才有一定的传热推动力。

此过程中,制冷剂的放热量等于它在过程前后焓的变化,即:

$$q_2 = h_2 - h_3 \quad (6-5)$$

(3) 节流膨胀过程。以线段 3-4 表示。从冷凝器送出的液体通过膨胀阀节流膨胀,减压降温并且部分气化而达到状态 4( $p_4, T_4$ ),为不可逆无外功的绝热过程,制冷剂的状态沿等焓线而变,它的熵稍有增加,故在  $T-S$  图上线段 3-4 并非垂直于  $S$  轴而是稍向右偏。 $T_4$  应等于  $T_1$ ,并要适当地低于被冷冻物料预定达到的温度。

此过程制冷剂对外做功为零。

(4) 等压等温蒸发过程。以线段 4-1 表示。制冷剂的湿蒸气进入蒸发器,从被冷冻物料中吸热而气化。制冷剂在蒸发器内的压强降可以忽略,在完全气化以前其温度不变,故表示蒸发过程的线段 4-1 为等压线(也是等温线),终止于饱和蒸气线,即回到循环开始时的状态。

在此过程中,制冷剂吸热量等于它在过程前后焓的变化,即:

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad (6-6)$$

单级压缩制冷机重复上述过程即可实现制冷。在其他操作条件

下的制冷循环同样可用温熵图及压焓图表示出来,图 6-6 即列举了一些循环的  $\lg p-h$  图,由图可知,无论何种情况,它们均呈同一形状。

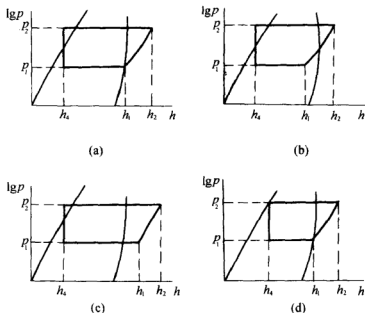


图 6-6 不同情况下制冷循环的压焓图

- (a) 吸入蒸气为干饱和蒸气 (b) 吸入蒸气为湿蒸气  
(c) 吸入蒸气为过热蒸气 (d) 膨胀阀前的制冷剂为饱和液体

## (二) 理论循环与理想循环的比较

理论循环与理想循环可以在  $T-S$  图上做很清晰的比较,如图 6-5(a)所示,图上  $1'-2'-3'-4'-1'$  代表理想循环制冷剂的冷凝温度和蒸发温度都和上述理论循环一样。理想压缩制冷循环的净功相当于面积  $1'-2'-3'-4'-1'$ ,单位制冷量相当于面积  $1'-4'-c-b-1'$ 。相比之下,与实际制冷过程非常接近的理论循环比理想循环耗功多。下面仅从热力学观点进行分析:

(1) 理论循环同实际循环一样采用干法操作,送入压缩机的蒸气比体积较大,多耗的净功相当于面积  $1-2-2'-1'-1$ 。但因蒸发过程中制冷剂全部气化,可以从被冷却物料中吸取相当于面积  $1-1'-b-a-1$  的热量。

(2) 理论(实际)循环采用膨胀阀代替膨胀机,节流膨胀不能回收膨胀功,多消耗的净功相当于面积  $3'-5-4'-3'$ 。

(3) 理论(实际)循环采用过冷操作,致使单位制冷量稍有提高,相当于面积  $4'-4-d-c-4'$ 。但功耗却不变。所以单就热力学观点而言,采用制冷剂的过冷操作是比较有利的,但此时冷凝器中冷却水用量会有所增加,或在不增加冷却水耗量的情况下,冷凝器的面积应适当加大。一般来说,在实际的制冷装置中,常用加大冷凝器尺寸的方法来满足过冷度不大的情况。

总之,理论(实际)制冷循环功耗相对地增加得多,制冷剂的吸热量相对地增加得少,使得其制冷效率比理想循环低。

### (三) 实际制冷循环

在实际的压缩制冷过程中由于压缩机内,气缸与外界有热交换,气缸内有摩擦、阀片节流等损耗,压缩机还存在气缸余隙等使压缩功增加;在冷凝器和蒸发器内存在压力损失使冷凝温度降低、蒸发温度升高;实际流体流经管道、阀门也会有一定阻力引起一定的压强降。正是由于上述因素的影响使得实际循环与理论循环有一定差别,但就单位制冷量和单位体积制冷量来说,二者是相等的。

(1) 实际循环中压缩机吸入口的压力和温度与蒸发器中的压强和温度不等,压缩机出口的压强与冷凝器中的压力也不等。

(2) 由于压缩机中存在余隙及节流、摩擦和热交换等的影响,虽然实际循环与理论循环的单位制冷量相等但实际制冷能力与理论制冷能力仍有差距,其差距与压缩机的输气系数和指示效率有关。

## 二、单级压缩制冷循环常见基本概念及计算

由于在  $T-S$  图上表示循环过程的热量及功耗均以面积来度量,而在  $\lg p-h$  图上可直接用焓差计算,并以图上线段的长短来表示,因此在进行制冷循环热力计算时多采用  $\lg p-h$  图。

### 1. 单位制冷量及单位体积制冷量

1kg 制冷剂在蒸发器内所吸收的热量称为单位制冷量,也称单位质量制冷量,以符号  $q_1$  表示,在图 6-5(b)中可用点 1 和点 4 的



焓差表示,单位为 kJ/kg,即:

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad (6-6)$$

1m<sup>3</sup> 制冷剂在蒸发器中所吸收的热量称为单位体积制冷量,以符号  $q_v$  表示,单位为 kJ/m<sup>3</sup>,可由  $q_1$  换算出来,即:

$$q_v = \frac{q_1}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} \quad (6-7)$$

式中  $v_1$ ——吸气状态时制冷剂蒸气的比体积, m<sup>3</sup>/kg。

蒸发温度和冷凝(过冷)温度对  $q_v$  的影响很大,参看表 6-1。当冷凝温度不变而蒸发温度降低时,  $v_1$  值增大,  $q_1$  几乎不变,导致  $q_v$  值减小,见图 6-7(1)。反之,当蒸发温度不变而冷凝温度升高时,  $q_1$  就减小(图中蒸发过程线缩短),而吸气比体积不变,故制冷能力亦随之减小,见图 6-7(2)。

表 6-1

单级氨压缩机氨的  $q_v$  值

单位: kcal/m<sup>3</sup>

蒸发温度/℃	冷凝温度或过冷温度/℃							
	15	20	25	30	32	34	36	38
±0	984.4	964.8	945.0	925.2	917.2	909.2	901.0	893.0
-5	917.9	801.6	785.1	768.5	761.8	756.1	748.3	741.6
-10	674.4	660.9	647.2	633.4	627.9	622.3	616.7	611.2
-15	551.8	540.6	529.3	518.0	513.5	508.9	504.3	499.7
-20	447.6	438.5	429.3	420.1	416.3	412.6	408.9	405.1
-25	359.6	352.3	344.9	337.4	334.4	331.4	328.4	325.3

注: 1kcal=4.186kJ。

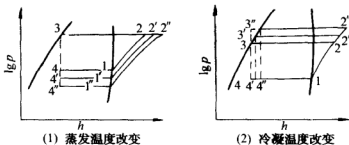


图 6-7 制冷量随操作条件的变化

## 2. 单位绝热功

压缩机绝热压缩 1kg 制冷剂所消耗的功称为绝热压缩功,在理论压缩循环中也就是单位功,以符号  $W_e$  表示,单位为 kJ/kg,在图 6-5(b)中可用点 2 和点 1 的焓差表示,即:

$$W_e = h_2 - h_1 \quad (6-4)$$

## 3. 单位冷凝热

1kg 制冷剂在冷凝器中放出的热量称为单位冷凝热,以符号  $q_2$  表示,单位为 kJ/kg,在图 6-5(b)中可用点 2 和点 3 的焓差表示,即:

$$q_2 = h_2 - h_3 \quad (6-5)$$

## 4. 制冷剂循环量

压缩机单位时间吸入的制冷剂质量即为制冷剂循环量,以符号  $G$  表示,通常单位为 kg/h。已知压缩机的制冷量  $Q_1$  (kJ/h),便可求出  $G$ 。

$$G = \frac{Q_1}{q_1} = \frac{Q_1}{h_1 - h_4} \quad (6-8a)$$

或者

$$Q_1 = G \cdot q_1 \quad (6-8b)$$

## 5. 冷凝器热负荷

冷凝器中制冷剂单位时间放出的热量,称为冷凝器的热负荷,以符号  $Q_2$  表示,单位为 kJ/h,即:

$$Q_2 = G \cdot q_2 = G(h_2 - h_3) \quad (6-9)$$

## 6. 制冷机的制冷能力

制冷机的制冷能力一般是指在一定的操作条件(即一定的制冷剂蒸发温度  $T_1$ 、冷凝温度  $T_2$ 、过冷温度  $T_c$ )下,单位时间内制冷剂由被冷物体中取出的热量,也称为制冷机的制冷量,以符号  $Q_1$  表示,单位为 kJ/h。在相同操作条件下,同一种制冷剂的制冷能力又与压缩机的大小、转数、效率及其他因素有关。此外,由于制冷能力用 kJ/h 表示时,其数值高达几万或几十万,因此经常用冷冻吨(R. T.—Refrigeration Ton)来表示制冷能力。1 冷冻吨是指将 1t 0℃ 的水冷冻成同温度的冰时所放出的热量。即:

$$1 \text{ R. T. } = 3333 \text{ kcal/h} = 13955 \text{ kJ/h}$$

对于一定尺寸的往复式单级压缩制冷机而言,制冷能力  $Q_1$  可表示为:

$$Q_1 = V_h \cdot q_v \cdot \lambda_a \quad (6-10)$$

式中  $Q_1$ ——制冷机的制冷能力, kJ/h;

$V_h$ ——单位时间内压缩机活塞所扫过的体积,即气缸的理论

排出体积,  $\text{m}^3/\text{h}$ ; 可由下式求出:  $V_h = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot h \cdot \frac{n}{60} \cdot Z$

( $d$  为气缸直径, m;  $h$  为活塞行程, m;  $n$  为压缩机转速, rpm;  $Z$  为气缸数)。

$q_v$ ——进入压缩机前, 制冷剂的单位体积制冷量,  $\text{kJ}/\text{m}^3$ ;

$\lambda_a$ ——压缩机的送气系数, 可由图表查取也可由如下经验公式计算:

$$\lambda_a = \left[ \frac{p_1 - \Delta p_1}{p_1} - \epsilon \left( \frac{p_2 + \Delta p_2}{p_1} - \frac{p_1 - \Delta p_1}{p_1} \right) \right] \cdot \lambda_w \quad (6-11)$$

$p_1$  为吸气压强;  $\Delta p_1$  为吸气阀上压强降, 常取为 4 900 ~ 6 900 Pa;  $p_2$  为排气压强;  $\Delta p_2$  为排气阀上压强降, 常取 7 800 ~ 9 800 Pa;  $\epsilon$  为余隙系数, 对立式直通式压缩机取 0.03 ~ 0.06, 大型卧式取 0.015 ~ 0.03, 小型卧式取 0.05 ~ 0.08, 目前国产系列压缩机取 0.04;  $\lambda_w$  为预热系数, 对中小型卧式压缩机  $\lambda_w = \frac{273 + t_2}{233 + t'_2}$ , 对大型卧式压缩机

$\lambda_w = \frac{273 + t_1}{299 + t_2}$ , 对立式压缩机  $\lambda_w = \frac{273 + t_1}{273 + t_2}$  ( $t_1$ 、 $t_2$ 、 $t'_2$  分别为蒸发温度、冷凝温度、排气温度, 单位为  $^{\circ}\text{C}$ )。

对于同一台制冷机, 制冷能力也随温度条件而改变。温度条件是指蒸发温度  $t_1$ 、冷凝温度  $t_2$  和过冷温度  $t_c$ 。为了确切说明制冷机的制冷能力, 就必须指明制冷机操作的温度条件。1938 年国际人工制冷会议规定了制冷操作的标准温度条件为:  $t_1 = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $t_2 = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $t_c = 25^{\circ}\text{C}$ 。

工厂出产的往复式单级制冷机的制冷能力一般都指上述标准温度条件下的制冷能力。当生产中的操作条件与此不同时, 制冷机实际的制冷能力便与规格目录上所列数字不同, 则必须将实际所要求

的制冷能力换算为标准的制冷能力后,方可从产品目录中选取适合型号。其换算关系可由式(6-10)变化而来,即:

$$\frac{Q_1}{Q_s} = \frac{\lambda_{al}}{\lambda_{as}} \cdot \frac{q_{V1}}{q_{Vs}} \quad (6-12a)$$

或者 
$$Q_s = Q_1 \cdot \frac{\lambda_{as} \cdot q_{Vs}}{\lambda_{al} \cdot q_{V1}} = \frac{Q_1}{K} \quad (6-12b)$$

式中  $K = \frac{Q_1}{Q_s}$ , 称为制冷能力换算系数,可由制冷手册中查出。只要把实际要求的  $Q_1$  值除以查得的  $K$  值,即得标准温度条件下的  $Q_s$ ,以便用来和制冷机规格目录上所列数字相比较。表 6-2 中摘录了氨和氟利昂 12 的制冷能力换算系数  $K$ 。

表 6-2 立式和 V 型压缩机制冷能力换算系数  $K$ (摘录)

蒸发温度/℃	氨制冷剂冷凝温度/℃			蒸发温度/℃	氟利昂 12 制冷剂冷凝温度/℃		
	25	30	35		25	30	35
-15	10.7	1	0.94	-15	1.08	1	0.92
-10	1.38	1.30	1.22	-10	1.39	1.28	1.17
-5	1.76	1.66	1.56	-5	1.76	1.63	1.50
0	2.22	2.21	1.98	0	2.20	2.04	1.83

## 7. 压缩机效率

在压缩机实际工作过程中,由于压缩机余隙体积大、冷凝和蒸发的压强比、吸气温度以及气缸、活塞和气阀结构等因素的影响,使得压缩机示功图上的指示功率  $P_i$  总是大于理论功率  $P_t$ ,其比值称为指示效率,以符号  $\eta_i$  表示,即:

$$\eta_i = \frac{P_t}{P_i} \quad (6-13)$$

指示效率可用下式计算:

$$\eta_i = \lambda_w + b\epsilon_1 \quad (6-14)$$

式中  $\lambda_w$ ——预热系数,见式(6-11);

$b$ ——常数,对立式或 V 型氨压缩机取 0.001,对卧式或 V 型氟利昂压缩机取 0.0025;

$t_1$ ——蒸发温度,℃。

此外,由于压缩机运动部件摩擦损失的存在,压缩机的轴功率  $P_p$  总是大于指示功率  $P_i$ ,其比值称为机械效率,以符号  $\eta_m$  表示,即:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_p} \quad (6-15)$$

一般  $\eta_m$  在 0.80~0.95 之间,其值视设计、制造、装配的精度而定,可从产品目录中查得。

指示效率和机械效率的乘积称为压缩机的总效率(绝热总效率),以符号  $\eta$  表示,即:

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_m \quad (6-16)$$

通常  $\eta$  在 0.70~0.90 之间。

## 8. 压缩机所消耗的功率

在制冷操作中,压缩机的理论功率为:

$$P_t = \frac{G \cdot W_e}{3600} (\text{kW}) \quad (6-17)$$

式中  $P_t$ ——压缩机的理论功率, kW;

$W_e$ ——单位压缩功, kJ/kg;

$G$ ——制冷剂的循环量, kg/h。

压缩机的实际功率亦即轴功率,即电动机输入的实际功率,可依下式计算:

$$P_p = \frac{P_t}{\eta} \quad (6-18)$$

算得压缩机的轴功率  $P_p$  之后,进而可计算电动机的功率  $P'$ :

$$P' = \frac{P_p}{\eta_D} \quad (6-19)$$

式中  $\eta_D$ ——电动机传动效率,它表明传动机构的完善程度,其值为: V 带 0.97~0.98, 平皮带 0.96, 齿轮箱 0.96~0.99, 电动机直接连接 1.0。

在确定电动机的额定功率时,还要加上 10%~15% 的安全系数。

## 9. 制冷系数

在制冷循环中,制冷量与所消耗功的比称为制冷系数,以符号  $\epsilon$

表示。

$$\epsilon = \frac{Q_1}{W_e} \quad (6-20)$$

式中  $Q_1$ ——制冷量, kJ/h;

$W_e$ ——制冷循环单位时间所消耗的能量, kJ/h。

对 1kg 制冷剂而言有:

$$\epsilon = \frac{q_1}{W_e} \quad (6-21)$$

对于理想制冷循环, 将式(6-1)、式(6-2)、式(6-3)代入式(6-21)得:

$$\epsilon_i = \frac{q_1}{W_e} = \frac{T_1(S_1 - S_4)}{T_2(S_2 - S_3) - T_1(S_1 - S_4)}$$

因为  $S_2 = S_1, S_3 = S_4$ , 则有:

$$\epsilon_i = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (6-22)$$

由上式可见:

(1) 理想制冷循环的制冷系数  $\epsilon_i$ , 主要取决于被冷却物体的温度  $T_1$  与周围介质的温度  $T_2$ , 与制冷剂性质无关。

(2) 为了提高制冷系数, 要适当地使制冷机在较小的温度范围内工作。故应该尽可能地采用较冷的冷却剂来冷却制冷剂, 且应避免将蒸发温度降低到低于规定的数值, 以免造成浪费。

对于理论制冷循环, 其制冷系数由式(6-21)、式(6-4)、式(6-6)可得:

$$\epsilon_i = \frac{q_1}{W_e} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (6-23)$$

实际制冷循环的制冷系数为:

$$\epsilon = \frac{Q_1}{P_p} \quad (6-24a)$$

将式(6-8b)、式(6-17)、式(6-18)代入上式得:

$$\epsilon = \frac{\frac{Gq_1}{3600}}{\frac{GW_e}{3600}} \cdot \eta = \epsilon_i \cdot \eta \quad (6-24b)$$

制冷系数是衡量制冷循环经济性的一个重要技术经济指标。在给定的温度条件下,制冷系数越大,循环的经济性越高;理想循环具有最大制冷系数。从以上讨论可看出: $\epsilon_i > \epsilon_f > \epsilon$ 。

#### 10. 制冷循环的热力完善度

按理想压缩制冷循环工作的制冷机,它没有任何逆损失,因此在给定的温度条件下具有最大的制冷系数  $\epsilon_i$ 。但是,这样的循环在实际制冷机中是无法实现的,因为制冷剂在吸热、放热时有较大的温差,工作过程中存在机械摩擦等不可逆损失。所以在分析、比较制冷循环经济性好坏时,仅将理想制冷循环作为比较的最高标准。

制冷循环的热力完善度是指在相同制冷温度要求下,制冷机循环的制冷系数  $\epsilon$  与理想循环的制冷系数  $\epsilon_i$  之比值,用符号  $\beta$  表示,即:

$$\beta = \frac{\epsilon}{\epsilon_i} \quad (6-25)$$

热力完善度是用来表示制冷循环接近理想循环的程度,它的数值越大,说明制冷循环的不可逆损失越小,所以热力完善度也是制冷循环的一个技术经济指标。但是热力完善度与制冷系数不同,制冷系数与循环操作条件密切相关,对于工作条件不同的制冷循环,就无法按制冷系数的大小来判断其经济性的好坏,在这种情况下,只能根据热力完善度的大小来进行判断。

例 6-1 已知某冷冻循环为理想制冷循环。在  $30^\circ\text{C}$  时制冷剂放出  $1000\text{kW}$  热量,制冷剂蒸发温度为  $-23^\circ\text{C}$ ,试求:

- (1) 制冷系数;
- (2) 制冷量;
- (3) 所需的外功。

解: (1) 制冷系数  $\epsilon_i$ :

由式(6-22)知:

$$\epsilon_i = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

已知  $T_1 = -23^\circ\text{C} = 250\text{K}$ ,  $T_2 = 30^\circ\text{C} = 303\text{K}$ , 则:

$$\epsilon_i = \frac{250}{303 - 250} = 4.72$$

(2) 制冷量  $Q_1$ :

由式(6-20)知:

$$\epsilon_i = \frac{Q_1}{W_e}$$

由式(6-1)知:

$$W_e = Q_2 - Q_1$$

已知  $Q_2 = 1\,000\text{kW}$ , 则:

$$\epsilon_i = \frac{Q_1}{1\,000 - Q_1} = 4.72$$

解得:  $Q_1 = 825.61\text{kW}$

(3) 所需的外功:

$$W_e = Q_2 - Q_1 = 1\,000 - 825.61 = 174.39(\text{kW})$$

例 6-2 某一蒸气压缩制冷循环以氟利昂 12 为制冷剂, 冷凝温度为  $30^\circ\text{C}$ , 蒸发温度为  $-10^\circ\text{C}$ , 在蒸发终了时制冷剂为饱和蒸气, 制冷剂离开冷凝器时为饱和液体。如制冷剂流量为  $100\text{kg/h}$ , 求:

(1) 理论循环制冷系数  $\epsilon_i$ ;

(2) 制冷装置的制冷量  $Q_1$ ;

(3) 压缩机单位时间所消耗的理论功  $W_e$ ;

(4) 冷凝器的热负荷  $Q_2$ 。

解: 依题给操作条件在书后附氟利昂 12 压-比焓图上查出各状态点的焓值如下:

$$h_1 = 347\text{kJ/kg}$$

$$h_2 = 368\text{kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 228\text{kJ/kg}$$

根据以上数值在图 6-8 上绘出制冷循环图。

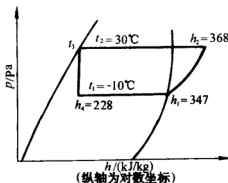


图 6-8 例 6-2 附图

(1)  $\epsilon_i$  由式(6-23)知:

$$\epsilon_i = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{347 - 228}{368 - 347} = 5.67$$



(2)  $Q_1$  由式(6-8a)知:

$$Q_1 = G \cdot q_1 = G(h_1 - h_4) = 100 \times (347 - 228) = 11\,900 (\text{kJ/h})$$

(3)  $W_e$  由式(6-4)知,压缩机单位功为:

$$W_e = h_2 - h_1 = 368 - 347 = 21 (\text{kJ/kg})$$

$$W_e = W_e \cdot G = 21 \times 100 = 2\,100 (\text{kJ/h})$$

(4)  $Q_2$  由式(6-9)知:

$$Q_2 = G(h_2 - h_3) = 100 \times (368 - 228) = 14\,000 (\text{kJ/h})$$

或者

$$Q_2 = Q_1 + W_e = 11\,900 + 2\,100 = 14\,000 (\text{kJ/h})$$

例 6-3 有一立式双缸单级氨压缩制冷机,采用干法操作制冷,制冷能力为  $1.2 \times 10^6 \text{ kJ/h}$ ,蒸发温度为  $-15^\circ\text{C}$ ,冷凝温度为  $25^\circ\text{C}$ ,过冷温度为  $20^\circ\text{C}$ ,试求:

- (1) 单位制冷量  $q_1$ ;
- (2) 氨的循环量  $G$ ;
- (3) 冷凝器热负荷  $Q_2$ ;
- (4) 压缩机绝热总效率  $\eta$ ;
- (5) 实际制冷系数  $\epsilon$ ;
- (6) 消耗的理论功率;
- (7) 消耗的实际功率。

解: 根据题给条件在书后所附氨压-比焓图上查出各状态点焓值如下:

$$h_1 = 1\,363 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1\,564 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 218 \text{ kJ/kg}$$

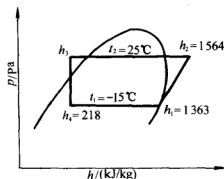


图 6-9 例 6-3 附图

根据以上数值在图 6-9 上绘出制冷循环图。

(1) 单位制冷量  $e_1$  由式(6-6)知:

$$e_1 = h_1 - h_4 = 1\,363 - 218 = 1\,145 (\text{kJ/kg})$$

(2) 氨的循环量  $G$  由式(6-8a)知:

$$G = \frac{Q_1}{q_1} = \frac{1.2 \times 10^6}{1\,145} = 1\,048 (\text{kg/h})$$

(3) 冷凝器热负荷  $Q_2$  由式(6-9)知:

$$Q_2 = G(h_2 - h_3) = 1\,048(1\,564 - 218) = 1.41 \times 10^6 (\text{kJ/h})$$

(4) 压缩机的绝热总效率  $\eta$  由式(6-16)知:

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_m$$

式中  $\eta_i$  可由式(6-14)得出,即:

$$\eta_i = \lambda_w + bt_1 = \frac{273 + t_1}{273 + t_2} + 0.001t_1 = 0.85$$

$\eta_m$  可取经验值,这里取 0.88,则:

$$\eta = 0.88 \times 0.85 = 0.75$$

(5) 实际制冷系数  $\epsilon$  由式(6-24b)知:

$$\epsilon = \epsilon_i \cdot \eta = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \cdot \eta = \frac{1\,363 - 218}{1\,564 - 1\,363} \times 0.75 = 4.27$$

(6) 压缩机消耗的理论功率  $P_i$  由式(6-17)得:

$$P_i = \frac{G \cdot W_e}{3\,600} = \frac{G(h_2 - h_1)}{3\,600} = \frac{1\,048(1\,564 - 1\,363)}{3\,600} = 58.5 (\text{kW})$$

(7) 压缩机消耗的实际功率  $P_p$  由式(6-18)知:

$$P_p = \frac{P_i}{\eta} = \frac{58.5}{0.75} = 78 (\text{kW})$$

例 6-4 — V 型氨压缩机进行制冷操作,在蒸发温度为  $-15^\circ\text{C}$ ,冷凝温度为  $30^\circ\text{C}$ ,过冷温度为  $25^\circ\text{C}$  的标准状况下的制冷能力为  $1 \times 10^5 \text{ kJ/h}$ 。试求该机在蒸发温度为  $-10^\circ\text{C}$ ,冷凝温度为  $25^\circ\text{C}$  和过冷温度为  $20^\circ\text{C}$  的实际操作温度下的制冷能力。已知  $\lambda_{as} = 0.70$ ,  $\lambda_{a1} = 0.77$ 。

解: 首先在本书附图氨的压焓图上查出标准状况与实际操作状况下所需要的各点参数值。标准状况下:  $h_{1s} = 1\,363 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_{4s} = 241 \text{ kJ/kg}$ ,  $v_{1s} = 0.5 \text{ m}^3/\text{kg}$ ; 实际状况下:  $h_1 = 1\,368 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_4 = 218 \text{ kJ/kg}$ ,  $v_1 = 0.42 \text{ m}^3/\text{kg}$ 。

(1) 标准状况下单位制冷量 由式(6-6)知:

$$q_s = h_{1s} - h_{4s} = 1\,363 - 241 = 1\,122 (\text{kJ/kg})$$

单位体积制冷量  $q_{Vs}$ , 可由式(6-7)得出:

$$q_{Vs} = \frac{q_s}{v_{1s}} = \frac{1\,122}{0.5} = 2\,244 (\text{kJ/m}^3)$$

(2)同理可得实际操作条件下的参数值:

$$q_{V1} = 2\,738 \text{ kJ/m}^3$$

(3) 实际操作状况下的制冷能力  $Q_1$  由式(6-12a)知:

$$Q_1 = Q_s \cdot \frac{\lambda_{s1} q_{V1}}{\lambda_{s2} q_{Vs}} = 1 \times 10^5 \times \frac{0.77 \times 2\,738}{0.70 \times 2\,244} = 1.342 \times 10^5 \text{ (kJ/h)}$$

本题还可用其他方法来求解:

(1) 从表 6-1 中查出两种条件下的  $q_V$  分别为:

$$q_{V1} = 660.9 \text{ kcal/m}^3 = 660.9 \times 4.2 \text{ kJ/m}^3 = 2\,775.8 \text{ (kJ/m}^3\text{)}$$

$$q_{Vs} = 529.3 \text{ kcal/m}^3 = 529.3 \times 4.2 \text{ kJ/m}^3 = 2\,223.1 \text{ (kJ/m}^3\text{)}$$

$$Q_1 = Q_s \cdot \frac{\lambda_{s1} q_{V1}}{\lambda_{s2} q_{Vs}} = 1 \times 10^5 \times \frac{0.77 \times 2\,775.8}{0.70 \times 2\,223.1} = 1.373 \times 10^5 \text{ (kJ/h)}$$

(2) 从表 6-2 中查 V 型氨压缩机在蒸发温度为  $-10^\circ\text{C}$ , 冷凝温度为  $25^\circ\text{C}$ , 过冷温度为  $20^\circ\text{C}$  时的制冷能力换算系数  $K$  值为:

$$K = \frac{Q_1}{Q_s} = 1.38$$

则实际操作状况下的制冷能力为:

$$Q_1 = K \cdot Q_s = 1.38 \times 10^5 \text{ (kJ/h)}$$

几种算法所得结果较接近。

### 三、多级压缩制冷循环

为了满足生产上的要求,制冷所需压缩比可能很高。如采用单级压缩,则压缩比增大,压缩机耗功增多,使压缩机节流损失很大,体积效率降低,单位制冷量减少。同时,压缩终了时排气温度很高,会引起某些制冷剂分解,如氨当温度超过  $120^\circ\text{C}$  时即开始分解;还会导致润滑油发生不良变化,使压缩机工作条件恶化。因此,在实际生产中循环的压缩比是有限制的,当压缩比大于 8 时就不宜采用单级压缩制冷循环,而需要采用多级压缩制冷循环制冷。若多级压缩同时采用一个以上的蒸发器,就可得到不同级别的低温。

多级压缩制冷机的操作方法很多,现仅举有两个蒸发器的双级氨压缩制冷机为例,以说明操作原理。设备流程如图 6-10 所示,制冷循环的温熵图和压-比焓图如图 6-11 所示。

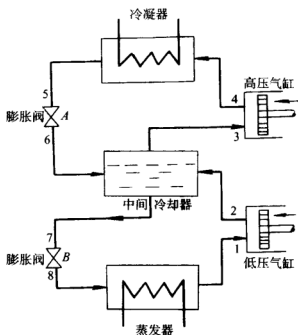


图 6-10 两级压缩制冷装置流程

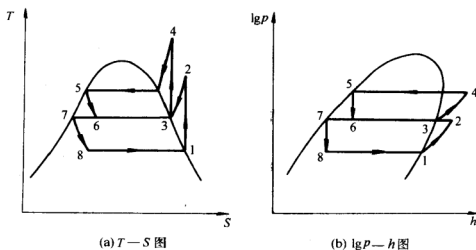


图 6-11 两级压缩制冷循环温熵图及压-比焓图

从蒸发器送出的氨饱和蒸气(状态 1)进入压缩机的低压气缸, 等熵压缩成过热蒸气(状态 2), 其压强等于(实际上稍高于)高压气

缸入口的压强。过热蒸气通过中间冷却器,与冷凝器送来的气液混合态氨接触,丧失过热部分的焓与气液混合物中的蒸气一起成为饱和蒸气(状态3)。饱和蒸气从中间冷却器顶部送入高压气缸,又被压缩成压强更高的过热蒸气(状态4),经冷凝成饱和液体(状态5),再经膨胀阀A等焓膨胀成气液混合物(状态6),然后送至中间冷却器,与低压气缸送来的过热蒸气换热之后,分成蒸气和液体两部分,液体从中间冷却器底部送出(状态7)。由中间冷却器送出的液氨经膨胀阀B节流膨胀而成气液混合物,其压强等于低压气缸入口压强(状态8),然后进入蒸发器,从外界吸热蒸发成饱和蒸气后送回低压气缸。

采用多级压缩制冷循环制冷可以减少功耗,并使制冷系数提高,但制冷设备较为庞大和复杂。

两级压缩制冷循环的热力学计算方法与单级基本相同,只是高压级和低压级的循环制冷剂数量不等,应分别计算;且中间压力的确定也是两级压缩制冷的重要问题。下面举例说明之。

例6-5 计算以氨为制冷剂的两级压缩制冷系统所需的理论功率。该制冷系统的制冷量为30P.T.,蒸发温度为 $-29^{\circ}\text{C}$ ,冷凝温度为 $38^{\circ}\text{C}$ ,中间冷却器为直接接触式,设备流程如图6-10所示,制冷循环的 $\lg p-h$ 图如图6-11(b)所示。

解: (1) 中间压强 $p_i$ 和图6-11(b)中各点焓值:

已知:  $p_2 = 14.7 \times 10^5 \text{Pa}$  (即冷凝温度 $38^{\circ}\text{C}$ 时的饱和压强)

$p_1 = 1.25 \times 10^5 \text{Pa}$  (即蒸发温度为 $-29^{\circ}\text{C}$ 时的饱和压强)

$p_i = \sqrt{p_1 p_2} = \sqrt{1.25 \times 14.7 \times 10^5} = 4.3 \times 10^5 \text{Pa}$  (相当于温度 $t_i = 0^{\circ}\text{C}$ ) 由书所附氨的压-比焓图查出各点比焓值为:

$h_1 = 1344 \text{kJ/kg}$                        $h_4 = 1550 \text{kJ/kg}$

$h_2 = 1510 \text{kJ/kg}$                        $h_5 = h_6 = 303 \text{kJ/kg}$

$h_3 = 1379 \text{kJ/kg}$                        $h_7 = h_8 = 121 \text{kJ/kg}$

(2) 低压级制冷剂循环量 $G_1$ : 进入低压气缸的氨制冷剂的量 $G_1$ 等于通过蒸发器的制冷剂的量,则有:

$$G_1 = \frac{Q_1}{q_1} = \frac{Q_1}{h_1 - h_8} = \frac{30 \times 13955}{1344 - 121} = 342.3 (\text{kg/h})$$

(3) 高压级制冷剂循环量  $G_2$ :  $G_2$  可由中间冷却器所建立的热平衡方程式求得。对于两级压缩中间冷却器的热平衡方程为:

中间冷却器所得到的热量 = 中间冷却器所放出的热量:

$$\text{即} \quad G_1 h_2 + G_2 \cdot h_6 = G_1 \cdot h_7 + G_2 \cdot h_3$$

$$\text{或} \quad G_1(h_2 - h_7) = G_2(h_3 - h_6)$$

则高压级制冷剂循环量为:

$$G_2 = G_1 \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} = 342.3 \times \frac{1510 - 121}{1379 - 303} = 441.9(\text{kg/h})$$

(4) 低压级压缩机所消耗的理论功率  $P_{11}$ :

$$P_{11} = \frac{G_1 W_{e1}}{3600} = \frac{G_1(h_2 - h_1)}{3600} = \frac{342.3 \times (1510 - 1344)}{3600} = 15.8(\text{kW})$$

(5) 高压级压缩机所消耗的理论功率  $P_{12}$ :

$$P_{12} = \frac{G_2 W_{e2}}{3600} = \frac{G_2(h_4 - h_3)}{3600} = \frac{441.9 \times (1550 - 1379)}{3600} = 21(\text{kW})$$

(6) 制冷系统消耗的总理论功率  $P_t$ :

$$P_t = P_{11} + P_{12} = 15.8 + 21 = 36.8(\text{kW})$$

此外,对于中间压力的计算还可先用下面的经验公式计算出双级压缩制冷的中间温度  $t_i$ ,然后从制冷剂的热力性质表中查出对应的中间压力  $p_i$ 。

$$t_i = 0.4t_1 + 0.6t_2 + 3$$

式中  $t_i$ ——中间温度,℃;

$t_1$ ——蒸发温度,℃

$t_2$ ——冷凝温度,℃。

两级压缩制冷,对于制冷剂氨和氟利昂 12 蒸发温度可达  $-70 \sim -25^\circ\text{C}$ 。

#### 四、逐级制冷循环

也称串级制冷循环或复叠式制冷循环,是用两种或两种以上不同的制冷剂,由两个或两个以上单级(也可以是双级)制冷系统组合而成的。主要用于  $-130 \sim -80^\circ\text{C}$  的低温制冷。

上述的多级压缩制冷循环是依靠一种制冷剂实现制冷的,这种

方法受制冷剂性质和压缩机级数的限制,不能获得很低的温度。为了满足生产上更低温度的要求可以采用逐级制冷操作。

逐级制冷操作最少需由两个制冷循环组成,如图 6-12 和图 6-13所示。高温部分通常选用中温制冷剂(如  $R_{12}$ 、 $R_{22}$ 、 $NH_3$  等),低温部分选用低温制冷剂(如  $R_{13}$ 、 $R_{14}$ 、乙烯、乙烷等),高、低温部分

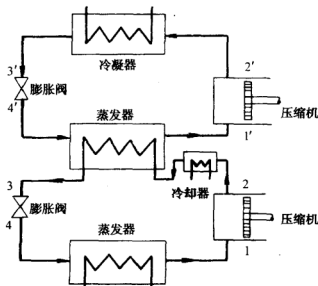


图 6-12 氨-乙烯逐级制冷流程

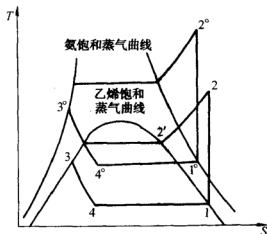


图 6-13 氨-乙烯逐级制冷  $T-S$  图

都是一个完整的制冷系统,高温部分制冷系统的蒸发器是低温部分制冷系统的冷凝器,称为蒸发冷凝器,其余部分与一般制冷基本相同。

逐级制冷获得低温的方法消耗能量少但操作设备较复杂,可适当变换制冷方式以简化制冷系统。例如低温部分用离心式制冷,高温部分用吸收式制冷;如果有大量冷冻盐水,低温部分的冷凝器也可用该盐水来冷却,这样就不再需要单独的高温制冷系统,虽然效率低些,但能使系统简化。

### 第三节 制冷剂与载冷剂

#### 一、制 冷 剂

在制冷机中不断循环而实现制冷目的的工作物质称为制冷剂或简称工质也称冷冻剂,它在蒸发器中吸取热量,在冷凝器中放出热量,起着热量传递媒介的作用。

##### 1. 对制冷剂的基本要求

理论上制冷循环的制冷系数与制冷剂的性质无关,然而制冷机的大小和构材以及在一定情况下的操作压强却与制冷剂密切相关。一般来说理想的制冷剂必须满足下列要求:

(1) 汽化潜热要大,单位制冷量相应也大,在一定的制冷能力下可减小制冷剂循环量,从而使制冷设备缩小、动力消耗减少。

(2) 蒸气比体积要小,使压缩机气缸体积缩小实际动力消耗减小。

(3) 蒸气压应适中,制冷剂在蒸发温度下的蒸气压不能太低,最好稍高于大气压以防止空气渗入;另一方面,制冷剂在冷凝温度下的蒸气压也不能太高,一般以不超过  $15 \times 10^5 \text{ Pa}$  为宜,否则设备结构复杂,材料要求高,管路密封也困难。

(4) 临界温度要高,凝固温度要低。临界温度高,便于用一般冷却水或空气进行冷凝;凝固温度低,便于制取低的蒸发温度。

(5) 黏度和密度要小,热导率和对流传热系数要高。

(6) 具有化学稳定性,不易分解,不与润滑油互溶,不腐蚀设备,不易燃。对人体无害,价格低廉,来源充足等等。



完全满足上述所有要求的制冷剂是不存在的,因此选用时应根据实际情况,只要大部分条件符合,或主要条件符合即可选用。

## 2. 常用制冷剂

目前工业上广泛采用的制冷剂有几十种,在此仅对常用的氨和氟利昂制冷剂加以介绍。

(1) 氨。就汽化潜热和操作压强而论,氨较其他制冷剂具有较大的优越性。氨的汽化潜热比别的制冷剂大得多,故单位体积制冷能力大。氨在蒸发温度低至  $-34^{\circ}\text{C}$  时,蒸发压强也不低于  $1.01325 \times 10^5 \text{Pa}$ ;夏季,冷却水温度较高时,冷凝压强也不超过  $15 \times 10^5 \text{Pa}$ ,所以蒸气压适中。此外,氨与润滑油不互溶,对钢铁无腐蚀作用,价格便宜,容易得到,是工业上应用较多的制冷剂,缺点是有刺激性气味,有毒、易燃并对铜和铜的合金有强烈腐蚀作用。

(2) 氟利昂。氟利昂是饱和碳氢化合物的卤代物,其性质随其中所含氟、氯、溴的原子个数而变化。其种类很多可以适应不同的制冷温度要求,具有操作压强适中、无毒、无味、不着火、不爆炸、对金属无腐蚀性等优点;其缺点是价格较贵、汽化潜热小、流动阻力大、对流传热系数也较小。近年来发现氟利昂对臭氧层有较强破坏作用,目前已禁止使用。

此外为了改进制冷剂的特性,目前常采用共沸溶液制冷剂,如 R500、R502 等均为共沸溶液制冷剂。常用制冷剂的物性参数见表 6-3。

表 6-3 制冷剂的物性参数

名 称	符号	分 子 式	相对分子质量	常压下 沸点/ $^{\circ}\text{C}$	凝固温 度/ $^{\circ}\text{C}$	临界温 度/ $^{\circ}\text{C}$	临界压强 $p / \times 10^{-5} \text{Pa}$
一氟三氯甲烷 (氟利昂 11)	R11	$\text{CFCl}_3$	137.39	23.7	-111.0	198.0	43.7
二氟二氯甲烷 (氟利昂 12)	R12	$\text{CF}_2\text{Cl}_2$	120.92	-29.8	-155.0	112.04	41.2
三氟一氯甲烷 (氟利昂 13)	R13	$\text{CF}_3\text{Cl}$	104.47	-81.5	-180.0	28.78	38.6

续表

名 称	符号	分 子 式	相对分子质量	常压下 沸点/℃	凝固温 度/℃	临界温 度/℃	临界压强 $p/\times 10^{-5}\text{Pa}$
四氟甲烷(氟利昂 14)	R14	$\text{CF}_4$	88.01	-128.0	-184.0	-45.5	37.5
一氟二氯甲烷 (氟利昂 21)	R21	$\text{CHFCl}_2$	102.92	8.90	-135.0	178.5	51.66
二氟一氯甲烷 (氟利昂 22)	R22	$\text{CHF}_2\text{Cl}$	86.48	-40.84	-160.0	96.13	49.86
三氟甲烷(氟利昂 23)	R23	$\text{CHF}_3$	70.01	-82.2	-160.0	25.9	46.8
三氟三氯乙烷 (氟利昂 113)	R113	$\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$	187.39	47.68	-36.6	214.1	34.15
四氟二氯乙烷 (氟利昂 114)	R114	$\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$	170.91	3.5	-94.0	145.8	32.75
五氟一氯乙烷 (氟利昂 115)	R115	$\text{C}_2\text{F}_5\text{Cl}$	154.48	-38	-106.0	80.0	32.4
乙烷	R170	$\text{C}_2\text{H}_6$	30.06	-88.6	-183.2	32.1	49.33
丙烷	R290	$\text{C}_3\text{H}_8$	44.1	-42.17	-187.1	96.8	42.56
R12 与 R152a 的 共沸混合物	R500	$\text{CF}_2\text{Cl}_2/\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$ 73.8/26.2	99.30	-33.3	-158.9	105.5	43.0
R22 与 R12 的 共沸混合物	R501	$\text{CHF}_2\text{Cl}/\text{CF}_2\text{Cl}_2$ 75/25	93.1	-43.0	—	100.00	—
R22 与 R115 的 共沸混合物	R502	$\text{CHF}_2\text{Cl}/\text{C}_2\text{F}_5\text{Cl}$ 48.8/51.2	111.64	-45.6	—	90.0	42.66
R23 与 R13 的 共沸混合物	R503	$\text{CHF}_3/\text{CF}_3\text{Cl}$ 40.1/59.9	87.24	-88.7	—	19.49	41.68
正丁烷	R600	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	58.08	-0.6	-135.0	153.0	35.30
氨	R717	$\text{NH}_3$	17.03	-33.35	-77.7	132.4	115.2
水	R718	$\text{H}_2\text{O}$	18.02	100.0	0.0	374.12	221.2
二氧化碳	R744	$\text{CO}_2$	44.01	-78.52	-56.6	31.0	73.8
乙烯	R1150	$\text{C}_2\text{H}_4$	28.05	-103.7	-169.5	9.5	50.6
丙烯	R1270	$\text{C}_3\text{H}_6$	42.08	-47.7	-185.0	91.4	46.0

## 二、载 冷 剂

载冷剂又称冷媒,是指间接冷却系统中传递热量的物质。载冷剂在蒸发器中被制冷剂冷却后,送到冷却设备中,吸收被冷却物体的热量再返回蒸发器将吸收的热量传递给制冷剂,载冷剂重新被冷却,如此循环不止,以达到连续制冷的目的。载冷剂是依靠显热起运载冷量的作用的,而制冷剂是依靠蒸发潜热来制冷的。一般来说,载冷剂应满足下列要求:①无毒、无腐蚀性,②比热容大,③黏度小、相对密度小,④凝固温度低,⑤传热系数大,⑥价格便宜。

常用载冷剂有空气、水和盐水。空气或水是最易获得的载冷剂,但是空气比热容小,只有利用空气直接冷却时才采用它;水虽有比热容大的优点,但它的冰点高,只能用于制取  $0^{\circ}\text{C}$  以上冷量的载冷剂,如要制取低于  $0^{\circ}\text{C}$  的冷量时,常采用盐水作载冷剂,称冷冻盐水。

常用盐水通常为氯化钠、氯化钙及氯化镁的水溶液,尤以氯化钙的水溶液应用广泛,氯化钠的水溶液也常用于食品冷冻。在使用过程中要严格控制盐水浓度,在一定浓度范围内,随盐含量的增加,盐水的冻结温度下降,见表 6-4。

在选择盐水时,浓度一定要适中,过大和过小都是不利的,一般情况是使盐水凝固点比系统制冷剂蒸发温度低  $4\sim 8^{\circ}\text{C}$ 。盐水对金属有强烈腐蚀作用,可采用封闭盐水系统和向盐水中加入氢氧化钠和重铬酸钠等防腐剂的措施弱化其腐蚀作用。但重铬酸盐有毒性使用及调配时应小心。

表 6-4 冷冻盐水的浓度与其冻结温度的关系

载 冷 剂	质量浓度/(g/L)	冻结温度/ $^{\circ}\text{C}$	密度( $15^{\circ}\text{C}$ )/( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	比热容( $0^{\circ}\text{C}$ )/[ $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ]
氯化钠水溶液	70	-4.4	1 050	3.827
	110	-7.5	1 080	3.676
	136	-9.8	1 100	3.588
	162	-12.2	1 120	3.513
	188	-15.1	1 140	3.442
	212	-18.2	1 160	3.374
	231	-21.2	1 175	3.324

续表

载 冷 剂	质量浓度/(g/L)	冻结温度/℃	密度(15℃)/(kg/m <sup>3</sup> )	比热容(0℃)/[kJ/(kg·K)]
氟 化 钙 水 溶 液	94	-5.2	1 080	3.626
	147	-10.2	1 130	3.328
	189	-15.7	1 170	3.128
	209	-19.2	1 190	3.044
	238	-25.7	1 220	2.931
	257	-31.2	1 240	2.868
	275	-38.6	1 260	2.809
	285	-43.5	1 270	2.780
	294	-50.1	1 280	2.755
	299	-55	1 286	2.738

此外,一些有机物如甲醇、乙醇、乙二醇、丙二醇、R<sub>30</sub>、R<sub>11</sub>等溶液都可作载冷剂,但常用于封闭式体系。

## 第四节 其他制冷方法简介

在工业生产中除了前面介绍的蒸汽压缩制冷方式最为常用外,还有吸收式制冷、蒸汽喷射式制冷、热电式制冷等也较为常用。

### 一、吸收式制冷

吸收式制冷是利用热能代替机械能而工作的。吸收式制冷系统采用两种工质(称工质对),一种是产生冷效应的制冷剂,另一种是吸收制冷剂而生成溶液的吸收剂。对制冷剂的要求与压缩式相同,对吸收剂则要求吸收能力强,同时在相同压力下,其沸点要远高于制冷剂的沸点。因而当溶液受热时,蒸发出来的蒸气中,含制冷剂多而含吸收剂很少。

可用作吸收式制冷机工质对的有许多,现已广泛应用的是NH<sub>3</sub>—H<sub>2</sub>O系,以氨为制冷剂,水为吸收剂;H<sub>2</sub>O—LiBr系,以水为制冷剂,溴化锂水溶液为吸收剂。前者用于低温系统,后者用于空气调

节系统。下面将以  $\text{NH}_3\text{—H}_2\text{O}$  系为例说明吸收式制冷的基本原理。

吸收式制冷系统如图 6-14 所示。图中点画线左边部分的制冷剂循环系统与前述蒸汽压缩式制冷完全相同,但右边部分的整个系统相当于蒸汽压缩式的压缩机部分。后一部分的原理以氨-水系统为例说明如下。

低温、低压的氨蒸气,从蒸发器出来后进入吸收器。在吸收器中,氨蒸气被低压的稀溶液吸收,吸收所产生的吸收热由冷却水带走。吸收后的浓溶液由泵升压经换热器加热后进入发生器。在发生器中,因加热而将高温、高压的氨蒸发出来,然后进入精馏器;同时发生器内变稀的溶液经换热器和节流阀再回到吸收器中。进入精馏器的蒸气

被冷却水冷却后,含制冷剂较多的蒸气进入冷凝器,而含制冷剂极少的稀溶液又回到发生器。由此可见,图中右半部分的系统实际上起了将低压、低温制冷剂蒸气变成高压、高温蒸气的作用,即它执行了相当于压缩式制冷系统中的压缩机的任务。此即吸收式制冷的工作原理。

吸收式制冷机的优点是:运动零件少(除溶液泵外),不需要润滑油, $-40^\circ\text{C}$  仅需一级,可装于室外,维护比较容易,且可利用废热废气等。缺点是钢材耗量大,热力系数比较低。

## 二、蒸汽喷射式制冷

蒸汽喷射式制冷是利用高压水蒸气通过喷射器而造成低压,并使水在此低压下蒸发吸热的原理进行制冷的。

蒸汽喷射式制冷机是由蒸汽喷射器、冷凝器、蒸发器、节流阀和

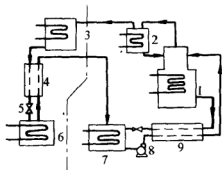


图 6-14 吸收式制冷原理

- 1—发生器 2—精馏器 3—冷凝器  
4—过冷器 5—膨胀阀 6—蒸发器  
7—吸收器 8—升压泵 9—换热器

水泵等组成的,其装置流程如图 6-15 所示。工作时从锅炉来的高压工作蒸汽  $0.4\sim 0.7\text{MPa}$  在喷射器的喷嘴中迅速膨胀,并在喷嘴出口处造成一定真空,将蒸发器中蒸汽抽出,其中的水便部分蒸发,水温降低。低温水用冷媒水泵(图中未画出)输送到使用冷量的地方去,在那里吸热后又返回蒸发器中继续蒸发冷却。在喷射器的出口处,工作蒸汽与被引射蒸汽混合后,一同在喷射器的扩压器中被压缩到冷凝压强  $p$ ,然后进入冷凝器中,冷凝后分成两路,一路用泵高压后送入锅炉中再加热气化成高压蒸汽,另一路经膨胀阀降压后送入蒸发器中继续蒸发冷却。

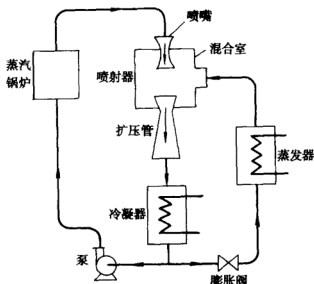


图 6-15 蒸汽喷射制冷装置流程

蒸汽喷射式制冷与吸收式制冷一样都是以消耗热能来工作的,所不同的是蒸汽喷射式制冷采用单一物质作为工质,不存在工质分离问题,使制冷机工作过程及设备简化。通常用水(也可用氨或氟利昂等)作工质,因为水的汽化潜热大、无毒、无危险、价格低廉又极易获得,故广泛采用。但同样存在热力系数低、系统真空度高,只能制取  $0^{\circ}\text{C}$  以上的低温的缺陷,所以适宜于空调系统和需  $0^{\circ}\text{C}$  以上低温的

生产工艺中,对有废热、废汽可综合利用的场所尤为经济。

### 三、热电式制冷

热电式制冷又称温差电制冷或半导体制冷,是利用特种半导体材料,制成制冷器件通电后直接制冷,因此称为半导体制冷。

热电式制冷的基本原理如图 6-16 所示。由一块 P 型半导体元件和一块 N 型半导体元件联结成的电偶对,电偶之间用铜联结片焊接,如在这个电路上接上直流电源,在接头处会产生温差和热量的转移。当直流电从 N 型半导体流向 P 型半导体时,接头 2-3 附近要产生电子空穴对,使接头处的内能减少、温度降低并从周围介质吸热,这个接头称为冷端。而在接头 1、4 处电流方向相反,电子、空穴对在接头附近复合,使接头处内能增加,温度升高并向周围介质放热,这个接头称为热端。如果将电流方向反过来,则冷端、热端就会互相变换,此时器件的热端将变为工作端,由制冷改变为供暖,由于  $Q_p > Q_0$ ,故应降低电流使用,以免烧毁元件。由于一个热电偶所产生的热电效应较小,如一对某型号热电偶在温度为  $30^{\circ}\text{C}$  时制冷量只有  $2.1\text{kJ/h}$ ,因此在实用上都是将若干个热电偶串联起来组成热电堆(如图 6-17),将冷端排在一起,将热端排在一起,并通过各种方式散热(水冷或风冷),使热电堆的热端保持一定的温度,而冷端则置于工作空间吸热降温,这就是热电式制冷器的工作原理。为了获得更低的温度,可把半导体制冷器做成多级的结构(如图 6-18)。第二级电堆的热端贴在第一级电堆的冷端上,第一级电堆实际上起着第二级电堆散热器的作用。一般只需二级或三级。电堆元件数第二级比第一级要少。多级半导体制冷器在电路连接上有串联、并联和串、并联三种,图 6-18 所示是串、并联形式。

与其他制冷方式相比,热电式制冷的器件无机械运动部件,因而无噪音、无振动、使用寿命长、工作可靠性高。尤其是它不需制冷工质,消除了制冷工质危害人体和污染环境的可能。其设备体积小、质量轻,容易满足分散化和小型化的要求,所以在医疗器械、仪器仪表和恒温器件中得到大量应用。但是,热电式制冷器必须使用直流电,

耗电量,造价高,这些都限制了它的应用。

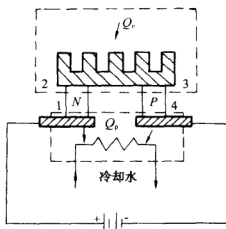


图 6-16 热电式制冷原理图

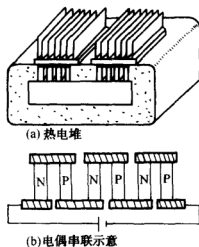


图 6-17 热电堆结构示意图

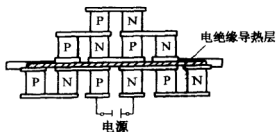


图 6-18 多级半导体制冷器的热电堆

此外,在特殊条件下还会用到空气压缩制冷(其原理同蒸气压缩制冷),化学反应制冷等方法,在此不再详述。

## 第五节 制冷机械与设备

常用制冷设备据其操作原理的不同,大致可分为:空气压缩制冷机、蒸气压缩制冷机、吸收式制冷机、蒸汽喷射式制冷机及热电式制冷器等几种,尤以其中的蒸气压缩制冷机最为常用。蒸气压缩制冷装置的主要组成部分是压缩机、冷凝器、蒸发器和膨胀阀。



## 一、压缩机

压缩机是制冷装置的心脏,关于其操作原理及构造已在第二章中讨论,这里只结合制冷特点稍做补充。

制冷装置中所采用的压缩机多为往复式压缩机,但近年来,由于 $R_{12}$ 、 $R_{22}$ 等大比体积制冷剂的使用日益增多,离心式压缩机的采用也愈加广泛。国产新系列往复式制冷压缩机的型号用4个符号依次表示气缸数、制冷剂、结构形式和气缸直径。例如4FV10代表四缸、氟利昂制冷剂、V型、气缸直径为10cm的压缩机。

关于压缩机的选用,可根据所需的制冷能力、制冷剂及制冷操作的温度条件,计算出压缩机所需的吸气压强、排气压强、理论吸气量及理论功率,利用这些数据,便可从压缩机的规格目录上选用适当的压缩机。成套供应的制冷装置都配有一定大小的压缩机。这样就从压缩机的选用问题转化为制冷装置的选用问题。制冷装置的制冷能力与配套的压缩机大小、转数、效率有关,与所用制冷剂有关,还因操作条件不同而异。前已述,产品目录中所列制冷能力一般均指标准温度条件下的制冷能力,选用时应将实际温度条件下的制冷能力换算成标准温度下的制冷能力,再依此去选择制冷装置。

## 二、冷 凝 器

冷凝器是制冷机的主要换热设备之一,对于冷凝器要求有一定的冷却表面积和较高的传热效率;同时,冷凝器要承受一定的压力,在制冷系统中属于高压设备,因此,要求坚固、可靠、有足够的强度和可靠的气密性,此外,冷凝器也应该结构简单、制造和操作便利、容易清除污垢、价格低廉。

按冷却方式的不同,冷凝器可分为水冷式、风冷式(空气冷却式)、蒸发式(淋水式)等三类。水冷式冷凝器常用如下两种形式:

### 1. 卧式管壳式冷凝器

冷却水在管内自下而上多程流动,流速为 $0.5 \sim 1.2 \text{ m/s}$ 。制冷剂蒸气在管外冷凝。总传热系数为 $700 \sim 900 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

卧式管壳式冷凝器的优点是传热系数较高,冷却水耗量少,占空间高度小(可以装在室内),操作管理方便。其缺点是要求冷却水的水质好、水温低,清洗水垢时,需要停止冷凝器工作。这种冷凝器一般用在中、小型制冷装置中,特别是在压缩-冷凝机组中最为普遍。

## 2. 立式管壳式冷凝器

冷却水自顶部进入分配槽,沿管内壁呈水膜溢流而下,也可用分水器把水均匀地洒在管内壁上。制冷剂蒸气在管间冷凝。总传热系数  $700 \sim 800 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

立式管壳式冷凝器的优点是占地面积小,可以在室外安装。由于冷却水直通流动,可采用水质较差的冷却水,而且清除水垢方便,不必停止制冷系统工作。其缺点是耗水量大,比较笨重。目前我国大、中型制冷装置多采用这种形式冷凝器。

# 三、蒸 发 器

蒸发器也是制冷机的重要换热设备之一,按冷却对象的不同,可分为冷却空气用蒸发器和冷却液体用蒸发器两大类。冷却空气用蒸发器主要有冷却排管和冷风机等。冷却液体用蒸发器主要用来冷却水、盐水或其他需要低温的液体,有卧式、立式、螺旋管式和 V 型管式等数种,常用有如下两种形式:

## 1. 卧式管壳式蒸发器

载冷剂在管内自下而上多程流动,流速为  $1 \sim 2 \text{ m/s}$ 。制冷剂液体在管外蒸发,约充满管间隙的 90%。在蒸发器顶部有分离液滴的干气室。总传热系数为  $400 \sim 470 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

卧式蒸发器广泛用于冷冻盐水系统。其主要优点是:结构紧凑,由于它是闭式系统,因此可减少腐蚀,并可避免因低温盐水吸湿而引起浓度降低。缺点是:当盐水泵因发生故障停止运转时,蒸发器中的盐水有冻结的可能。可采用较浓的盐水防止这一情况发生,但这样会引起阻力的增加并降低了对流传热系数。为保证设备的安全,在压缩机停止运转后,还应使盐水泵继续运转一段时间,防止盐水冻结而损坏蒸发器。

## 2. 直立式蒸发器

由上下两根水平总管和中间许多垂直短管制成。整个管组浸在矩形槽的冷冻盐水中。制冷剂液体进入后到达底部的水平总管,随即分配到各直立短管内,液面可用浮球阀调控。蒸发出的蒸气由顶部的水平总管送出。冷盐盐水在水箱内有搅拌器促使其循环,并有隔板引导它沿一定方向流动,流速为  $0.5 \sim 0.7 \text{ m/s}$ ,总传热系数为  $520 \sim 580 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

直立式蒸发器属于敞开式设备。其优点是便于观察、运行和检修。缺点是用盐水作冷媒时,易吸湿而致浓度降低,需经常补充固体盐;且盐水接触空气,会加速系统的腐蚀。这种蒸发器常用于空调系统的制冷装置中。

## 四、膨 胀 阀

膨胀阀又称节流阀,是制冷机的重要机件之一。在管路系统中起着降压和控制流量的作用。常用的节流阀有手动节流阀、浮球阀和温度调节阀(热力膨胀阀)等。

此外,为改善制冷机工作条件,保证良好的制冷效果,延长制冷机使用寿命,制冷机除上述四大主件外,还必须有其他装置和设备(称附属设备),主要有油分离器、贮氨器、排液桶、氨液分离器、空气分离器、中间冷却器和凉水设备等等。主件与辅件密切配合,联成封闭体系才能保证制冷操作正常进行。

## 练 习 题

1. 设在一理想制冷循环中,制冷剂的蒸发温度为  $-20^\circ\text{C}$ ,冷凝温度为  $30^\circ\text{C}$ ,求其  $\epsilon$ ;如将蒸发温度降至  $-25^\circ\text{C}$ ,而冷凝温度不变, $\epsilon$  又为多少?

2. 在一理想制冷装置中,若其制冷量为  $3.3 \times 10^4 \text{ kcal/h}$ ,制冷剂的蒸发温度为  $-15^\circ\text{C}$ ,冷凝温度为  $25^\circ\text{C}$ ,试求其  $\epsilon$ 、消耗的机械功  $W_e$  及制冷剂传给冷却水的热量  $Q_2$ 。

3. 一制冷装置每天(24h)能产生  $3.35 \times 10^5 \text{ kJ}$  的热量,所需要

的理论功为  $1\text{kW}$ 。求：

(1) 制冷系数；

(2) 理论上每天应有多少热量从冷凝器传出；

(3) 若冷凝温度为  $20^\circ\text{C}$ ，理论上能达到的最低蒸发温度。

4. 试确定下述三种制冷剂的制冷系数：(1) 氨；(2) 氟利昂 12；(3) 氟利昂 22。如采用的是无过冷的带有膨胀阀的干法操作制冷循环，蒸发温度为  $-15^\circ\text{C}$ ，冷凝温度为  $30^\circ\text{C}$ 。

5. 试比较氨制冷机在下述几种制冷循环中的制冷系数。

(1) 逆向卡诺循环；

(2) 采用膨胀阀的湿法操作制冷循环(进压缩机时氨制冷剂的干度  $x=0.95$ )；

(3) 采用膨胀阀无过冷的干法操作制冷循环；

(4) 采用膨胀阀过冷度为  $5^\circ\text{C}$  的干法操作制冷循环。

在上述几种制冷循环中，蒸发温度均为  $-20^\circ\text{C}$ ，冷凝温度均为  $30^\circ\text{C}$ 。

6. 在蒸气压缩制冷装置中，以氟利昂 12 为制冷剂。蒸发温度为  $-10^\circ\text{C}$ ，冷凝温度为  $40^\circ\text{C}$ ，过冷度为  $6^\circ\text{C}$ ，进入压缩机为过饱和蒸气，过热度为  $10^\circ\text{C}$ 。冷凝器热负荷为  $3 \times 10^4 \text{kJ/h}$ 。求：(1) 制冷系数；(2) 制冷量；(3) 压缩机所消耗的理论功。

7. 一台氨制冷装置的制冷量为  $418\,680 \text{kJ/h}$ 。蒸发温度为  $-15^\circ\text{C}$ ，冷凝温度为  $30^\circ\text{C}$ ，过冷温度为  $25^\circ\text{C}$ ，从蒸发器出口的蒸气为干饱和蒸气。求：(1) 制冷系数；(2) 制冷剂的循环量；(3) 压缩机所消耗的理论功。

8. 有一立式双缸的氨压缩机，缸径为  $100\text{mm}$ ，活塞行程为  $70\text{mm}$ ，转速为  $960\text{r/min}$ 。其标准工况制冷量为  $9.76 \times 10^4 \text{kJ/h}$ 。今在如下工作条件下运转：蒸发温度  $-20^\circ\text{C}$ ，冷凝温度  $35^\circ\text{C}$ ，不用过冷器。试求制冷量。

9. 某单级压缩制冷机，制冷量  $Q_1 = 10 \text{万 kcal/h}$ ，蒸发温度为  $-20^\circ\text{C}$ ，过热度为  $10^\circ\text{C}$ ，冷凝温度为  $35^\circ\text{C}$ ，过冷度为  $5^\circ\text{C}$ ，如果分别用  $\text{R-12}$ 、 $\text{NH}_3$  ( $\text{R-717}$ ) 作为制冷工质，试分别做详细热力计算，并比较之。已知压缩机的输气系数  $\lambda_s = 0.6$ ，指示效率  $\eta_i = 0.86$ ，机械效率

$$\eta_m = 0.90。$$

10. 制冰厂每日 24h 连续生产由  $25^{\circ}\text{C}$  的水制成  $0^{\circ}\text{C}$  冰 10t。所用的氨压缩制冷机的冷凝温度为  $40^{\circ}\text{C}$ ，过冷到  $33^{\circ}\text{C}$ ，蒸发温度为  $-7^{\circ}\text{C}$ 。由于蒸发器与压缩机间管线中的冷量损失，压缩机进气温度为  $0^{\circ}\text{C}$ ，即过热  $7^{\circ}\text{C}$ 。设压缩机的绝热总效率为 0.55，试问：(1)理论制冷系数为何值；(2)实际功率消耗和实际制冷系数多大；(3)将这种工况下的制冷能力与标准工况下做比较。

11. 要建立一套制冷能力为  $1 \times 10^6 \text{ kJ/h}$  的蒸气压缩制冷装置，以氨为制冷剂。操作条件为：蒸发温度  $-20^{\circ}\text{C}$ ，冷凝温度  $30^{\circ}\text{C}$ ，过冷温度  $25^{\circ}\text{C}$ 。拟采用一台 6AW-17 型氨制冷机，问能否满足上述要求。

已知：(1)6AW-17 型氨制冷压缩机的主要指标为：

制冷能力 383.8kW

轴功率 99kW

绝热总效率 0.72

所配电机功率 132kW

转速 720r/min

气缸直径 170mm

活塞行程 140mm

(2)标准温度条件下： $\lambda_{as} = 0.7$ ， $q_{vs} = 2244 \text{ kJ/m}^3$

(3)操作温度条件下： $\lambda_a = 0.66$

12. 一双级氨压缩制冷系统。蒸发温度为  $-32^{\circ}\text{C}$ ，高压级冷凝器的压强为  $13.89 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，中间冷却器是直接接触式。制冷能力为  $1.25 \times 10^6 \text{ kJ/h}$ 。求：(1)最佳中间冷却器压强；(2)低压级制冷剂流量；(3)高压级制冷剂流量；(4)所需的理论功率。

## 第七章 物料浓缩

### 基础理论和知识

1. 单效蒸发、多效蒸发、加热蒸汽、二次蒸汽、温差损失等概念。
2. 冰晶、相平衡、冰点降低、低共熔点、结晶器等概念。
3. 渗透、反渗透、超滤、电渗析、微滤、浓度极化、复合膜等概念。

### 基本技能和要求

1. 了解物料浓缩的各种工艺流程及各自特点,掌握相关的设计计算技能。
2. 了解不同浓缩过程的设备类型及操作技能。

浓缩是从溶液中除去部分溶剂的单元操作,是溶质和溶剂部分分离的过程。浓缩过程中,水分在物料内部是借对流扩散作用从液相内部到达液相表面而后除去,最终水分含量约 30% (质量),一般为稳定状态的过程。

浓缩方法从原理上说可分为平衡浓缩和非平衡浓缩两种物理方法。平衡浓缩是指利用两相分配上的某种差异而获得溶质和溶剂分离的方法,如蒸发浓缩和冷冻浓缩。蒸发浓缩是利用溶质和溶剂挥发度的差异,用加入热能的方法使溶剂汽化,而溶质则为非挥发性的,从而获得一个有利的气液平衡条件,达到分离目的。冷冻浓缩是利用稀溶液与固态溶剂在凝固点下的平衡关系,即利用合适的固液平衡条件,使溶剂从溶液中结晶析出,从而达到分离。蒸发浓缩和冷冻浓缩,两相都是直接接触的,故称为平衡浓缩。而非平衡浓缩则是利用半透膜来分离溶质和溶剂,两相用膜隔开,分离不是靠两相直接接触而进行的,故称非平衡浓缩。

### 第一节 蒸发浓缩

蒸发是食品工业中应用最广泛的浓缩方法之一。食品浓缩的目

的有以下几个方面:

- (1) 除去食品中的大量水分,减少包装、贮藏和运输费用。
- (2) 提高制品浓度、增加制品的保藏性。用浓缩方法提高制品的糖分和盐分浓度,可使水分活度降低,使制品达到微生物学的安全程度。延长制品的保质期。
- (3) 作为干燥或脱水的预处理过程。
- (4) 作为结晶操作的预处理过程。

## 一、蒸发的基本概念

### (一) 蒸发的概念

当溶液中溶质的挥发性较小,而溶剂具有较明显的挥发性时,常用加热的方法使溶剂汽化,从而使溶液浓缩,这就是蒸发操作。

按照分子运动学说,溶液受热时,溶剂分子获得了能量,当溶剂分子的能量足以克服分子间的吸引力时,溶剂分子就会逸出液面,进入上部空间,成为蒸汽分子,这就是汽化。汽化后生成的蒸汽若不设法排除,则汽液两相间水分的化学势逐渐趋向平衡,使汽化不能继续进行。故进行蒸发的必要条件是热能的不断供给和生成蒸汽的不断排除。

一般来说,溶液在任何温度下都会有水分的汽化,但只有在沸腾情况下才有较高的汽化速度。食品工业上多采用在沸腾状态下的汽化过程,即蒸发过程。为了维持溶液在沸腾条件下汽化,需要不断地供给热量,通常采用饱和水蒸气为热源。由此从换热角度看,蒸发器的蒸发过程中一侧是水蒸气的冷凝放热,另一侧为溶液的沸腾传热。

蒸发可以在常压,真空或加压下进行。食品工业上多采用真空蒸发。这主要是由于真空蒸发时溶液沸点较低,有利于最大限度地保护食品中的营养物质。

蒸发过程中汽化所产生的水蒸气叫二次蒸汽,以区别作为热源的生蒸汽。排除二次蒸汽最常用的方法是将其冷凝。蒸发操作中,将二次蒸汽直接冷凝而不再利用者,称为单效蒸发。如将二次蒸汽

引入另一蒸发器作为热源,进行串联蒸发操作,则称为多效蒸发。而多效蒸发系统中最末一效的二次蒸汽亦被冷凝。因此冷凝器是蒸发系统的重要组成部分。

## (二) 食品物料蒸发的特点

食品多属生物系统的物料,比一般化工方面的物料更具复杂多变。所以在选择和设计蒸发器时要充分认识这一特征。一般来讲,食品物料的蒸发具有如下特性:

### 1. 热敏性

生物系统的物料多由蛋白质、脂肪、糖类、维生素及其他风味物质组成。这些物质在高温下长时间受热时要受到破坏或发生变性、氧化等作用。所以食品物料的蒸发应严格控制加热温度和加热时间,从食品蒸发的安全性考虑,应力求“低温短时”,同时考虑工艺的经济性。在确保食品质量的前提下,为提高生产能力,常采用“高温短时”蒸发。由于料液的沸点与外压有关,在封闭系统中,低压就能降低沸点,所以真空蒸发是食品工业应用的显著特点之一。同时,为了缩短蒸发操作时的加热时间,一方面应尽量减少料液在蒸发器内的平均停留时间,另一方面还应解决局部性的停留时间问题。

### 2. 腐蚀性

有些食品物料如果汁、蔬菜汁等属于酸性食品,有可能对蒸发设备造成腐蚀。所以在设计或选择蒸发器时必须考虑腐蚀问题,选用合适的、耐腐蚀的材料。

### 3. 黏稠性

许多食品物料含有丰富的蛋白质、多糖、果胶等成分,其黏度较高。蒸发时在传热壁附近存在湍流内层,严重影响了传热速率。料液的黏度随浓度的增高而增加,因此随着蒸发的进行,料液浓度逐渐增大,而传热速率逐渐降低。所以对黏性物料的蒸发,一般要采用外力强制循环或者采取搅拌措施。

### 4. 结垢性

食品中的蛋白质、糖、果胶等物质受热过度会发生变性、结块、焦



化等现象。而在传热面附近,物料的温度最高,在传热壁上容易形成垢层,严重影响了传热速率。解决结垢问题的措施是提高料液流动的速度。因此在可能发生严重结垢现象的情况下,采用强制循环是有效的。另外对不可避免的结垢问题,必须有定期的、严格的清理措施。

### 5. 泡沫性

某些食品物料在沸腾时会形成稳定的泡沫。特别是在真空蒸发和液层静压高的场合下更是如此。泡沫的形成与界面张力有关。界面张力发生在蒸汽、过热液体和悬浮固体之间,固体在形成气泡时起核心作用。可以使用表面活性剂控制泡沫的形成,也可使用各种机械装置消灭泡沫。

### 6. 易挥发成分

不少液体食品的芳香成分和风味物质的挥发性较大。料液蒸发时,这些易挥发成分将随蒸汽一同逸出,从而影响浓缩制品的质量。目前较完善的方法是采取措施回收蒸汽中的易挥发成分,然后再掺入制品中。

## (三) 蒸发装置内的温差损失

蒸发操作中,热量在加热介质的转移过程中,要产生温度的逐步降落。最终二次蒸汽在冷凝器中冷凝,水蒸气与水的两相平衡物系有一对应温度即冷凝温度,用  $T_k$  表示。若加热蒸汽的温度用  $T$  表示,则热量转移过程中总温差为:

$$\Delta T_0 = T - T_k \quad (7-1)$$

而实际上由于各种原因,使蒸发器的传热温差总是小于总温差,这个实际的传热温差就是有效温差。设蒸发器内料液的沸腾温度为  $T_1$ ,则有效温差为:

$$\Delta T = T - T_1 \quad (7-2)$$

且有

$$\Delta T < \Delta T_0$$

总温差与有效温差的差值称为温差损失  $\Delta$ 。故有:

$$\Delta = \Delta T_0 - \Delta T = (T - T_k) - (T - T_1) = T_1 - T_k \quad (7-3)$$

由此可知,蒸发操作的温差损失为料液沸腾温度与冷凝温度的

差值。

造成温度差损失的原因有 3 个方面:

1. 由溶液的沸点升高而引起的温差损失( $\Delta'$ )

因被蒸发的物料是溶有不挥发溶质的溶液。由拉乌尔定律可知:相同温度下,由于溶质的存在,使溶液的蒸汽压较纯溶剂的要低,因此,在相同压力下,溶液的沸点就高于纯溶剂的沸点,称为溶液的沸点升高。蒸发操作中,溶液沸点升高使传热推动力的有效温差降低,这也是一种传热推动力的损失。

在相关手册和文献中可以查得常压下某些溶液在不同浓度下沸点升高的数据。以  $\Delta a$  表示。如表 7-1 为蔗糖溶液在常压下的沸点升高  $\Delta a$  值。

表 7-1 不同浓度蔗糖溶液在常压下的沸点升高 单位: K

糖液质量浓度/(g/L)	100	150	200	250	300	350	400	450	500
$\Delta a$ 值	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0	1.4	1.8
糖液质量浓度/(g/L)	550	600	650	700	750	800	850	900	940
$\Delta a$ 值	2.3	3.0	3.8	5.1	7.0	9.4	13.0	19.6	30.5

在食品方面,这些数据较为缺乏。一般而言,非电解质溶液的沸点升高远比电解质溶液小,而食品工业上所处理的溶液多为高分子的非电解质或胶体溶液,沸点升高一般较小,可近似参考糖液的数据。

计算沸点升高的方法有:

(1) 应用杜林法则(Dühring's rule)计算。该法则认为:某溶液在两个不同压强下沸点之差与另一标准液体在此两个不同压强下沸点之差的比值为一常数。一般选用标准液体为纯水即:

$$\frac{T'_A - T_A}{T'_W - T_W} = K \quad (7-4)$$

式中  $K$ ——杜林直线斜率;

$T_A, T_W$ ——分别为压强  $p_M$  下溶液的沸点与纯水沸点, K;

$T'_A, T'_W$ ——分别为压强  $p_N$  下溶液的沸点与纯水沸点, K;

因为纯水在各压强下的沸点数据较齐全,若能测得或从手册上查得某溶液在两个不同压强下的沸点,即可用上式算出  $K$  值,从而求出该溶液在其他压强下的沸点。

(2) 利用吉辛柯公式计算。如能查到常压下水溶液的沸点升高  $\Delta a$ , 则可用吉辛柯公式计算非常压下的沸点升高  $\Delta'$ 。

$$\Delta' = 16.2 \frac{T^2}{L_V} \cdot \Delta a (K) \quad (7-5)$$

式中  $T$ ——某压力下水的沸点, K;

$L_V$ ——某压力下水的汽化潜热, J/kg;

$\Delta a$ ——常压下溶液的沸点升高, K;

例 7-1 求 500g/L 的糖溶液在 80kPa 真空度下的沸点。大气压强取 101.3kPa。

解: 蒸发器绝对压强为  $101.3 - 80 = 21.3$  (kPa), 此压强下水的沸点为  $61^\circ\text{C}$ , 即  $273 + 61 = 334$  (K), 汽化潜热为  $2352.1$  kJ/kg。由表 7-1 查得  $\Delta a = 1.8$  K

$$\Delta' = 16.2 \times \frac{334^2}{2352.1 \times 10^3} \times 1.8 = 1.38 (K)$$

该压强下 50% 糖液的沸点  $T = 334 + 1.38 = 335.38$  (K)  
 $= 62.38^\circ\text{C}$

## 2. 由液层静压效应引起的温差损失 ( $\Delta''$ )

蒸发器的加热管内存在着一定高度的液层, 液层内各截面上的压强大于液体表面的压强, 因此, 液层内溶液的沸点高于液面的沸点, 二者之差即为静压引起的温度差损失。为计算方便, 以液层中部的平均压强  $p_m$  及相应的沸点  $T_{p_m}$  为标准:

$$p_m = p_0 + \frac{\rho \cdot g \cdot h}{2} \quad (7-6)$$

式中  $p_m$ ——液层中部的平均压强, Pa;

$p_0$ ——液面的压强, 即二次蒸汽的压强, Pa;

$g$ ——重力加速度,  $\text{m/s}^2$ ;

$\rho$ ——液体密度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$h$ ——液层深度,  $\text{m}$ 。

根据  $p_0$  和  $p_m$  即可对应查出水的相应沸点  $T_{p_0}$  和  $T_{p_m}$ , 则由静压引起的温差损失为:

$$\Delta'' = T_{p_m} - T_{p_0} \quad (7-7)$$

式中  $T_{p_m}$ ——与平均压强  $p_m$  相对应的纯水的沸点,  $\text{K}$ ;

$T_{p_0}$ ——与二次蒸汽压强  $p_0$  相对应的水的沸点,  $\text{K}$ 。

在高真空下操作的蒸发器内, 静压温差损失的影响是很显著的。实际上, 底层溶液并不沸腾, 而是随着溶液向上方流动至某一高度后才开始沸腾。为减少温差损失, 应避免存在很大的静压。膜式蒸发器即具有这样的优点。

例 7-2 用连续真空蒸发器, 将固体含量为 11% 的桃浆浓缩至含量为 40%。器内真空度为 700mmHg, 液层深度 2m, 采用  $100^\circ\text{C}$  蒸汽加热, 桃浆的密度为  $1.18\text{g/cm}^3$ 。试求由液体沸点升高和液层静压效应所引起的温差损失及蒸发器的有效温差。

解: (1) 液体的沸点升高:

93.3kPa(700mmHg)真空度下, 查得水蒸气的饱和温度为  $41.6^\circ\text{C}$ , 该温度下水的汽化潜热为:  $L_V = 2400\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$  参考表 7-1 糖液在常压下沸点升高的数据:  $\Delta a = 1.0\text{K}$

$$\begin{aligned} \text{由吉辛柯公式} \quad \Delta' &= 16.2 \frac{T^2}{L_V} \cdot \Delta a \\ &= 16.2 \frac{(41.6 + 273)^2}{2400 \times 10^3} \times 1.0 \\ &= 0.668(\text{K}) \end{aligned}$$

(2) 由静压效应引起的温差损失:

$$\begin{aligned} \text{液体平均压强} \quad p_m &= p_0 + \frac{\rho g h}{2} \\ &= (760 - 700) \times 133.3 + \frac{1.18 \times 10^3 \times 9.8 \times 2}{2} \\ &= 19573.8(\text{Pa}) \end{aligned}$$

根据  $p_m$  查得所对应的水蒸气的饱和温度为:

$$t_{p_m} = 59.6^{\circ}\text{C}$$

故  $\Delta'' = t_{p_m} - t_{p_0} = 59.6 - 41.6 = 18(^{\circ}\text{C}) = 18(\text{K})$

(3) 有效温差:

因  $\Delta = \Delta' + \Delta'' = 0.668 + 18 = 18.668(\text{K})$

$$\Delta t_0 = 100 - 41.6 = 58.4(^{\circ}\text{C})$$

故  $\Delta t = \Delta t_0 - \Delta = 58.4 - 18.67 = 39.73(^{\circ}\text{C})$

3. 由蒸汽流动阻力而引起的温差损失( $\Delta'''$ )

此项温差损失与蒸发器的流程有关。单效蒸发中二次蒸汽从分离室到冷凝器的流动,多效蒸发中二次蒸汽离开前一效分离室流往后一效,加热室过程中均要克服管道的流动阻力,导致蒸汽温度下降。另外蒸发装置的保温情况,也有所影响。此温差  $\Delta'''$  一般取  $0.5 \sim 1.5\text{K}$  计。

所以蒸发器内全部温差损失为

$$\Delta = \Delta' + \Delta'' + \Delta''' \quad (7-8)$$

而有效温差  $\Delta t$  则等于总温差减去总温差损失。

$$\Delta t = \Delta t_0 - \Delta \quad (7-9)$$

#### (四) 蒸发过程中的传热及传热系数

蒸发过程实质上是一个传热为主的过程。蒸发器和冷凝器都是热交换器,蒸发器能将热能从加热介质转移到二次蒸汽中去,而冷凝器能将二次蒸汽的热能转移到冷却介质中去。热量传递的总趋势是从加热介质放热开始,以冷却介质吸热而告终。

蒸发器的传热系数由传热学知识得:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{\delta_s}{\lambda_s}} \quad (7-10)$$

式中  $\alpha_1$ ——加热蒸汽向管壁或板壁的冷凝传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  
 $\alpha_2$ ——从管壁或板壁向被浓缩溶液的沸腾传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;

$\frac{\delta_w}{\lambda_w}$ ——加热管壁热阻,  $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$ ;

$\frac{\delta_s}{\lambda_s}$ ——垢层热阻, m;

$\lambda_s$ ——热导率, W/(m·K)。

(1) 蒸汽冷凝传热系数, 一般为 4 500 ~ 18 000 W/(m<sup>2</sup>·K)。有两个因素会造成冷凝表面传热系数的下降: 一是加热蒸汽中含有的少量杂质在加热壁面上形成垢层; 二是加热蒸汽中含有不凝性气体, 在加热壁面上形成气膜。所以应采取排除不凝性气体的措施。

(2) 溶液的沸腾传热系数。溶液的沸腾传热热阻往往是诸热阻中起主要作用的热阻。沸腾传热膜系数在很大程度上取决于传热面上的流速。对于自然循环蒸发器, 料液为稀溶液时, 传热系数  $\alpha_2$  可按下式计算:

$$\frac{\alpha_2}{c_p \cdot G} \left( \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} = \frac{0.028 \left[ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^{0.7} \right]}{\left( \frac{dG}{\mu} \right)^{0.2}} \quad (7-11)$$

式中  $G$ ——工作蒸汽量, kg/s;

$\mu, \mu_w$ ——溶液的黏度和在壁温下的溶液的黏度, Pa·s;

$d$ ——沸腾管内径, mm;

$L$ ——沸腾管长度, m;

$\lambda$ ——溶液热导率, W/(m·K);

$c_p$ ——比定压热容。

(3) 垢层热阻。食品中热敏性物质在蒸发操作时因受热而受到破坏, 在加热面上形成垢层, 此为蒸发过程中存在的严重问题。对于黏性食品尤为显著。在计算垢层热阻时, 若无可靠的实验数据, 可取垢层厚度为 0.5 mm, 其热导率  $\lambda_s$  可取 1.5 ~ 2 W/(m·K)。

有许多因素影响垢层形成的速率。摩根(Margan)等对番茄汁在长管蒸发器中的浓度进行了研究, 将加热面溶液侧的二次热阻并在一起作为总的液侧热阻, 为  $\frac{1}{\alpha_B}$ 。把污垢热阻对时间的变化率

作为结垢速率。实验结果见图 7-1。

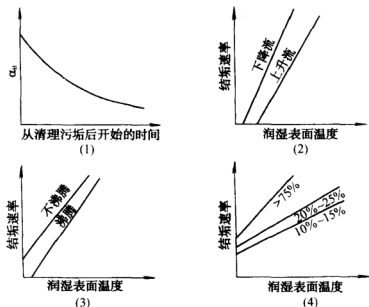


图 7-1 番茄汁浓缩时蒸发器的结垢情况

可得出以下结论：

① 传热表面温度对结垢的影响：表面温度愈高，结垢速率愈快。见图 7-1(1)。

② 料液流动方向对结垢的影响：料液下降流动比上升流动易于形成污垢，见图 7-1(2)。

③ 料液的沸腾状态对结垢的影响：非沸腾状态下的结垢远比沸腾状态下为快，因此蒸发器内的结垢有可能开始出现在料液进口附近而逐渐向其他部位展开。见图 7-1(3)。

④ 液体中蒸汽比例的影响：传热面上液体中蒸汽所占的比例愈高，结垢愈快，特别是当蒸汽质量分率大于 25% 时，结垢非常显著。见图 7-1(4)。

(4) 传热管壁热阻。蒸发器的传热管管壁热阻，在一般情况下均比其他各项热阻小，在设计计算时可忽略。

关于蒸发器传热系数  $K$  值，除按公式计算外，比较可靠的方式是可以根据生产实践中的经验数据直接选取。各种类型蒸发器的传

热系数如表 7-2 所示。

表 7-2 各类蒸发器的传热系数的大致范围

蒸发器形式	$K/$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	蒸发器形式	$K/$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]
蛇管式	1 000~2 000	降膜式	1 200~3 500
中央循环管式(自然循环)	600~2 500	刮板膜式	
中央循环管式(强制循环)	1 200~5 000	0.001Pa·s	2 000
外热式(自然循环)	1 200~5 000	0.1Pa·s	1 500
外热式(强制循环)	1 200~6 000	10Pa·s	600
升膜式	1 200~6 000		

## 二、单效真空蒸发

凡溶液在蒸发器内蒸发,所产生的二次蒸汽不再加以利用者,称为单效蒸发。为浓缩热敏性物料,必须尽可能使操作在低温下进行。因为蒸发时,物系的变化是在定温定压下进行的相变过程。一定的蒸发温度对应一定的蒸发压强,所以可以利用降低蒸发压强的办法达到降低蒸发温度的目的。如果蒸发压强低于大气压强,则此蒸发为真空蒸发。单效真空蒸发在食品工业上的应用甚为广泛。

### (一) 单效真空蒸发装置

单效真空蒸发装置如图 7-2 所示。

主要设备有:

蒸发器: 包括一个加热器和一个分离器,在蒸发器中,热能从加热介质中转移给被浓缩物料产生二次蒸汽。

冷凝器: 将蒸发器所产生的二次蒸汽导入冷凝器进行冷凝、排除,以利蒸发过程继续进行。

真空泵: 使用真空泵的目的就是抽出冷凝器中的不凝性气体,以维持系统的真空度。



疏水器：为了有效利用加热蒸汽，保持良好的传热，安装疏水器以排除冷凝水。疏水器的形式有浮球式、热动力式和钟形浮子式。

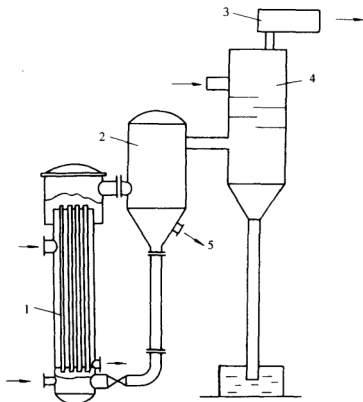


图 7-2 单效真空蒸发装置

1—加热器 2—分离器 3—真空泵 4—冷凝器 5—出料泵

不凝气排除装置：为保持加热室的传热效率，在加热器侧壁上设抽气管口，安装排汽阀门以排除加热室内的不凝气体。

捕沫器：蒸发操作时，一个很重要的问题是尽量减少或避免雾沫被二次蒸汽带出。因雾沫夹带对制品得率和蒸发能力均有影响。对于多效蒸发，雾沫还可能使下一效加热面形成污垢或被腐蚀。一般可采用捕沫器来减少雾沫夹带。捕沫器有两类，一是利用气流和挡板的碰撞作用，使雾沫破裂，并使流向急剧改变，阻止其外逸。如图 7-3(1)、(2)、(4)、(5)。其二是利用离心力，使密度较大的液滴与二次蒸汽分离，流回蒸发器中，如图 7-3(3)。

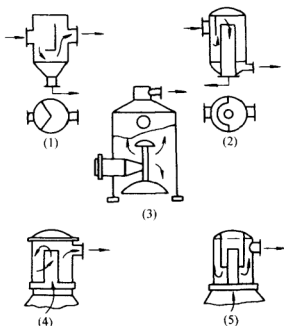


图 7-3 捕沫装置形式

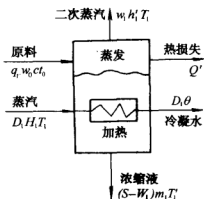


图 7-4 单效真空蒸发器的物料衡算

## (二) 单效真空蒸发计算

对于单效真空蒸发,在确定了操作条件和给定生产任务后,需计算以下内容:蒸发量,加热蒸汽消耗量和传热面积。这些问题可以通过物料衡算、热量衡算和传热速率方程解决(图 7-4)。

### 1. 蒸发量

根据质量守恒定律,取浓缩过程中质量不变的物质——绝对干

固体为基准。

设:  $q_V$ ——原料液流量, kg/s;

$w_0$ ——原料液中的固体含量, %;

$q_m$ ——单位时间内水分蒸发量, kg/s;

$w_1$ ——浓缩液的固体含量, %。

则有: 
$$q_V w_0 = (q_V - q_m) w_1 \quad (7-12)$$

或: 
$$q_m = q_V \left( 1 - \frac{w_0}{w_1} \right) \text{ (kg/s)} \quad (7-13)$$

## 2. 加热蒸汽消耗量

根据能量守恒定律进行物料衡算。

设:  $q'_V$ ——单位时间加热蒸汽消耗量, kg/s;

$h_1$ ——加热蒸汽的比焓, J/kg;

$t_1$ ——加热蒸汽的温度, °C;

$h'_1$ ——二次蒸汽的比焓, J/kg;

$t'$ ——二次蒸汽的温度, °C;

$\theta_1$ ——冷凝水温度, °C;

$t_0$ ——原料液温度, °C;

$c$ ——原料液比热容, J/(kg·K);

$c_w$ ——水的比热容, J/(kg·K);

$t'_1$ ——浓缩液温度, °C;

$Q'$ ——蒸发器的热损失, J/s。

则进入蒸发器的热为:

$$q'_V h_1 + q_V c t_0$$

离开蒸发器的热为:

$$q'_V c_w \theta_1 + (q_V c - q_m c_w) t'_1 + q_m h'_1 + Q'$$

上式中, 浓缩液离开蒸发器带走的热量  $(q_V c - q_m c_w) t'_1$  一项是假定忽略浓缩热而确定的。在稳定蒸发操作时, 则有:

$$q'_V(h_1 - c_w\theta_1) = q_m(h'_1 - c_w t'_1) + q_V c(t'_1 - t_0) + Q' \quad (7-14)$$

$$q'_V = \frac{q_m(h'_1 - c_w t'_1) + q_V c(t'_1 - t_0) + Q'}{h_1 - c_w\theta_1} \quad (7-15)$$

此式即为加热蒸汽消耗量的计算式。

若系沸点进料,同时忽略热损失,则有:

$$t_0 = t_1 \quad Q' = 0$$

上式简化为:

$$q'_V = \frac{q_m(h'_1 - c_w t'_1)}{h_1 - c_w\theta_1} \quad (7-16)$$

式中 $(h'_1 - c_w t'_1)$ 和 $(h_1 - c_w\theta_1)$ 分别约等于二次蒸汽和加热蒸汽的汽化潜热。由于水的汽化潜热随压强(或温度)的变化不大,故有:

$$q'_V \approx q_m$$

这说明蒸发操作中,消耗 1kg 加热蒸汽所能蒸发的二次蒸汽为 1kg 左右。考虑到热损失等实际原因, $q'_V/m$  约为 1.1~1.2。

例 7-3 在单效薄膜式蒸发器内将番茄汁从固形物含量 12% 浓缩到 28%。番茄汁已预热到最高许可温度 60℃ 后进料。采用表压为 70kPa 的饱和水蒸气加热。设蒸发器的传热面积为 0.4m<sup>2</sup>,传热系数为 1500W/(m<sup>2</sup>·K)。试估算蒸汽消耗量和原料量。

解:根据加热蒸汽压强,查附表得饱和水蒸气温度  $t_1 = 114.5^\circ\text{C}$ ,汽化潜热  $L_V = 2210\text{kJ/kg}$

由传热方程得:

$$\begin{aligned} Q &= KS\Delta t = KS(t_1 - t_0) \\ &= 1500 \times 0.4 \times (114.5 - 60) \\ &= 32700(\text{J/s}) \end{aligned}$$

计算蒸汽消耗量:

$$q'_V = \frac{Q}{L_V} = \frac{32700}{2210 \times 10^3} = 0.0148(\text{kg/s}) = 53.3(\text{kg/h})$$

查附表得 60℃ 下水的汽化潜热为  $L_V = 2340\text{kJ/kg}$  得蒸发量

$$q_m = \frac{Q}{L_V} = \frac{32\,700}{2\,340 \times 10^3} = 0.014 (\text{kg/s}) = 50.3 (\text{kg/h})$$

$$\text{原料液流量 } q_V = \frac{q_m}{1 - \frac{w_0}{w_1}} = \frac{50.3}{1 - \frac{12}{28}} = 88 (\text{kg/h})$$

### 3. 传热面积

蒸发器传热面积的计算仍可根据传热方程：

$$\text{因 } Q = KS(T_1 - T_1') \quad Q = q'_V(h_1 - c_w\theta_1)$$

$$\text{所以有 } S = \frac{q'_V(h_1 - c_w\theta_1)}{K(T_1 - T_1')} \quad (\text{m}^2) \quad (7-17)$$

## 三、多效蒸发

### (一) 多效蒸发原理及其特点

若干个蒸发器串联起来，将前一个蒸发器产生的二次蒸汽引入后一个蒸发器的加热室作为热源，就称为多效蒸发。可以把后一效的蒸发器的加热室看做是前一效蒸发器的冷凝室，以此推广至三效、四效至更多效，而末效的二次蒸汽则送去被冷凝。

由单效真空蒸发我们可得出如下结论：1kg 的加热蒸汽大约可产生 1kg 二次蒸汽。如果将此二次蒸汽全部用做第二效的加热蒸汽，则同样为第二效中产生 1kg 的二次蒸汽。以此类推，几效串联蒸发操作，1kg 的加热蒸汽可蒸发大约  $n$ kg 的二次蒸汽。也就是说，完成同一蒸发量任务，采用  $n$  效蒸发，其加热蒸汽消耗量仅为单效的  $n$  分之一。因此，随着蒸发效数的增加，大大提高了热能的利用率。而实际上每蒸发 1kg 水要消耗 1kg 以上的蒸汽。因为：有温差损失的存在；二次蒸汽的汽化潜热总是大于加热蒸汽的汽化潜热。因此，加热蒸汽消耗量与蒸发水量之比 ( $q'_V/q_m$ ) 随效数的变化关系并非呈线性，可见表 7-3。从表中可看出，五效开始其经济性的增长已很慢。

事实上，多效蒸发能量利用率的提高是有代价的。将双效与单

表 7-3

 $q'_V/q_m$  值与效数间的关系

	单 效	双 效	三 效	四 效	五 效
$q'_V/q_m$	1.1	0.57	0.4	0.3	0.27
理论值	1	0.5	0.33	0.25	0.2

效做比较,如果单效设备的传热面积与双效每效的面积相同时,由于单效的传热温差是双效传热温差的一倍,故单效蒸发的传热量,等于双效中每效的传热量之和。从而单效的蒸发量就大致等于双效的全部蒸发量。因此,尽管多效蒸发具有热能利用的经济性,但是在给定的总操作条件下,与单效比较,生产能力并没有提高。相反地,在相同的生产能力下,串联若干单效设备,可提高热能利用的经济性,但也提高了设备的投资费用。

## (二) 多效蒸发的流程

多效蒸发操作有以下 4 种不同的加料方式,而使蒸发流程有别:

### 1. 顺流法

如图 7-5 所示,蒸汽和料液的流动方向一致,依效序从第一效到末效。在顺流操作中,蒸发室压强依效序递减,所以料液在效间流动不需要泵。同时,料液沸点依效序递减,使前效料液进入后效时,由于温度高于后效沸点而使其在降温的同时放出显热,供一

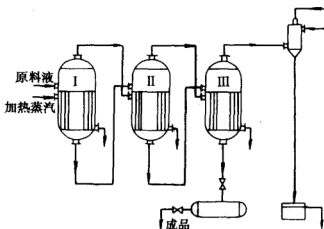


图 7-5 顺流多效蒸发流程

小部分水汽化。这一过程称之为自蒸发,增加了蒸发系统的蒸发量。另外,料液浓度依效序递增,高浓度料液在低温下蒸发,这对热敏性食品物料是有利的,但同时料液黏度随效序显著升高,使末效蒸发困难。

## 2. 逆流法

如图 7-6 料液与蒸汽流动方向相反。原料液由末效进入,依次用泵送入前效,而蒸汽则由第一效流至末效。逆流法的优点是,浓度较高的料液在较高的温度下蒸发,故黏度不会太高,各效的传热系数值不会太低。但是各效间料液要用泵输送,不仅没有自蒸发,而且还要消耗一部分蒸汽将料液从低沸点加热到高沸点,从而使蒸发量减少。此外高温加热面上浓溶液的局部过热有引起结焦和营养物质受破坏的危险。

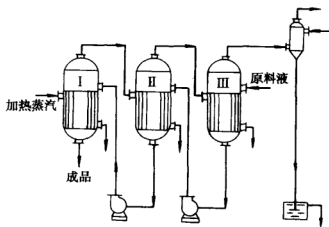


图 7-6 逆流多效蒸发流程

## 3. 平流法

如图 7-7 所示,每效均平行送入原料液和排出产品。此法只用于易结晶物料的蒸发。如食盐溶液的浓缩。此方法对结晶操作较易控制,并省掉了黏稠悬浮液的效间泵送。

## 4. 混流法

效数多时可采用顺流和逆流并用操作,可以协调两种流程的优缺点,对黏度较高的料液的浓缩很有利。

### (三) 多效蒸发的温差分配

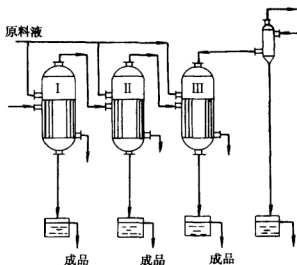


图 7-7 平流多效蒸发流程

在给定的总操作条件下,由于温差损失,蒸发器传热有效温差总小于总温差,而理想情况下,不考虑温差损失,则有效温差等于总温差。

多效设备是由单效设备组成的。每效即为单效蒸发器。设第一效加热蒸汽温度为  $T_1$ , 冷凝器的冷凝温度为  $T_k$ , 则总温差为:

$$\Delta T_0 = T_1 - T_k$$

对于  $n$  效蒸发,每效传热温差为:

$$\Delta T_1 = T_1 - T_1'$$

$$\Delta T_2 = T_1' - T_2'$$

.....

$$\Delta T_n = T_{n-1} - T_n = T_{n-1} - T_k$$

所以总有效温差为:

$$\begin{aligned} \sum \Delta T &= (T_1 - T_1') + (T_1' - T_2') + \cdots + (T_{n-1} - T_k) \\ &= T_1 - T_k \\ &= \Delta T_0 \end{aligned}$$

可见,在理想状态下,总的有效温差等于总温差。

在实际操作中,温差损失的存在,使总的有效温差必小于总温差,其差值为总温差损失。即有:

$$\sum \Delta T = \Delta T_0 - \sum \Delta \quad (7-18)$$

式中  $\sum \Delta$  为  $n$  效温差损失之和,而每效操作中均存在 3 种形式的温差损失,即:



$$\Sigma \Delta = (\Delta'_1 + \Delta''_1 + \Delta'''_1) + (\Delta'_2 + \Delta''_2 + \Delta'''_2) + \cdots + (\Delta'_n + \Delta''_n + \Delta'''_n)$$

当有效总温差确定之后,此温差必须分配到各效,满足各效的传热方程:

$$Q_1 = K_1 S_1 \Delta T_1$$

$$Q_2 = K_2 S_2 \Delta T_2 \cdots \cdots$$

$$Q_n = K_n S_n \Delta T_n$$

因此可得:有效温差分配必须遵循以下关系:

$$\Delta T_1 : \Delta T_2 : \cdots : \Delta T_n = \frac{Q_1}{K_1 S_1} : \frac{Q_2}{K_2 S_2} : \cdots : \frac{Q_n}{K_n S_n} \quad (7-19)$$

实际上要确定各效的有效温差,还必须另加特定的限制原则:

(1) 各效等面积原则。按此原则分配温差,各效的传热面积必相等,其有效温差分配原则为:

$$\Delta T_1 : \Delta T_2 : \cdots : \Delta T_n = \frac{Q_1}{K_1} : \frac{Q_2}{K_2} : \cdots : \frac{Q_n}{K_n} \quad (7-20)$$

(2) 相邻效间等压差原则。设  $p_0$  为第一效加热蒸汽压强,  $p_k$  为冷凝器的冷凝压强,则总压降为:

$$\Delta p = p_0 - p_k$$

按等压差分配原则,则相邻效间压差为:

$$\Delta p_{0-1} = \Delta p_{1-2} = \Delta p_{2-3} = \cdots = \Delta p_{(n-1)-k} = \frac{\Delta p}{n} \quad (7-21)$$

从而可以确定各效压强及其对应的饱和温度。

(3) 各效蒸发量按经验比例法。对于无额外引出蒸汽的顺流操作,各效水分蒸发量,可按下面比例初步估计:

$$\text{双效} \quad q_{m_1} : q_{m_2} = 1 : 1.10$$

$$\text{三效} \quad q_{m_1} : q_{m_2} : q_{m_3} = 1 : 1.10 : 1.20$$

求出各效水分蒸发量后,则可计算各效溶液的浓度,从而可进一步求算溶液的沸点。

(4) 其他特殊的限制原则。如最高蒸发温度的限制。对于热敏性食品的浓缩,常规定蒸发最高温度的安全极限。如番茄酱浓缩,允许的安全极限温度为  $60 \sim 65^\circ\text{C}$ ,当采用多效蒸发时,第一效的蒸发

温度就不能超出此温度。

#### (四) 温差损失对多效蒸发的影响

在多效蒸发的情况下,各项温差损失几乎随效数而成正比例增加,从而使有效温差减小。当效数增加到一定数值后,温差损失的总和有可能等于总温差。这实际上意味着各效传热推动力的完全消失。可见就温差损失来看,效数是有限度的。

在多效蒸发中,末效二次蒸汽温度受真空度的限制不可能无限降低,而首效的沸点又常受物料热敏性的限制,使首效的加热蒸汽温度也不能无限高。这样,总温差就有了一定的限制。由传热学知识可知:每一效的有效温差不能低于  $5\sim 7^{\circ}\text{C}$ , 否则无法维持在泡核沸腾下操作。实际上,末效的有效温差还应高些。因此也不能无限制地增加效数。

实践中常用的多效蒸发是双效、三效、四效。对热敏性高的物料,首效的蒸发温度即受限制,所以很少有超过两效的设备。

#### (五) 多效蒸发的计算

多效蒸发的工艺设计计算项目有:水分总蒸发量、加热蒸汽消耗量、各效传热面积以及各效蒸发量。各参数意义与单效相同。以顺流加料为例,蒸发量的计算原理为质量守恒定律、能量守恒定律;计算方法为物料衡算;计算基准是绝干固体。

##### 1. 总蒸发量的计算

水分总蒸发量为各效蒸发量之和,即:

$$q_m = q_{m_1} + q_{m_2} + \cdots + q_{m_n} \quad (7-22)$$

对溶液中溶质进行物料衡算:

$$\begin{aligned} q_V w_0 &= (q_V - q_m) w_1 = (q_V - q_{m_1} - q_{m_2}) w_2 \\ &= \cdots = (q_V - q_m) w_n \end{aligned} \quad (7-23)$$

由此得总蒸发量为:

$$q_m = q_V \left( 1 - \frac{w_0}{w_n} \right) \quad (7-24)$$

任一效中溶液浓度(即  $i$  效的出料浓度)

$$w_i = \frac{q_V w_0}{q_V - q_{m_1} - q_{m_2} - \cdots - q_{m_i}} \times 100\% \quad (7-25)$$

故已知各效的水分蒸发量,则可按上式求出各项的浓度。

## 2. 各效的蒸发量及加热蒸汽消耗量

用单效蒸发计算中的热量衡算式作为多效蒸发第一效的热量衡算式:

$$q'_V(h_1 - c_w \theta_1) = q_m(h'_1 - c_w T'_1) + q_V c(T'_1 - T'_0) + Q'$$

将上式整理得多效蒸发第一效的水分蒸发量表达式为:

$$q_{m_1} = q_V \frac{h_1 - c_w \cdot \theta_1}{h'_1 - c_w \cdot T'_1} + q_V c \frac{T'_0 - T'_1}{h'_1 - c_w \cdot T'_1} - \frac{Q'}{h'_1 - c_w \cdot T'_1} \quad (7-26)$$

对于第  $i$  效的水分蒸发量表达式为:

$$q_{m_i} = q'_V \frac{h_i - c_w \theta_i}{h'_i - c_w \cdot T'_i} + [q_V c - c_w \cdot (q_{m_1} + q_{m_2} + \cdots + q_{m_{i-1}})] \\ \times \frac{T_{i-1} - T'_i}{h'_i - c_w \cdot T'_i} - \frac{Q'}{h'_i - c_w \cdot T'_i} \quad (7-27)$$

$$\text{令 } \alpha = \frac{h_i - c_w \cdot \theta_i}{h'_i - c_w \cdot T'_i} \text{ 及 } \beta = \frac{T'_{i-1} - T'_i}{h'_i - c_w \cdot T'_i}$$

$\alpha_i$  称为第  $i$  效的蒸发系数,指 1kg 加热蒸汽冷凝时放出的热量所能蒸发溶液中水分的千克数,其值近似等于 1。

$\beta_i$  称为第  $i$  效的自蒸发系数,其意义是:当顺流加料时,进入第  $i$  效的料液,其温度为前一效的料液沸点,它高于该效内的沸点,当其温度降至效内沸点时,所放出的显热也能使部分水分汽化为二次蒸汽。 $\beta_i$  的大小即表示这种汽化能力的大小。但当逆流加料时,进料温度则低于该效沸点,料液必须吸收热量以提高显热,从而使部分二次蒸汽冷凝,而  $\beta$  则为负值。

上式则为:

$$q_{m_i} = q'_V \cdot \alpha_i + [q_V c - c_w (q_{m_1} + q_{m_2} + \cdots + q_{m_{i-1}})] \\ \times \beta_i - \frac{Q'_i}{h'_i - c_w T'_i} \quad (7-28)$$

若取  $\alpha_i \approx 1$ ,同时将热损失改为热效率表示:

$$q_{m_i} = \left\{ q_{V_1}' + [q_V c - c_w (q_{m_1} + q_{m_2} + \cdots + q_{m_{i-1}})] \times \beta_i \right\} y_i \quad (7-29)$$

式中  $y_i$  称为热效率(也称热损失系数),对一般溶液的蒸发,其值可取 0.98,对于稀释热效应的溶液,其值依实际情况而定。

各效蒸发量可表示为:

$$q_{m_1} = (q_{V_1}' + q_V \cdot c \cdot \beta_1) y_1$$

$$q_{m_2} = [q_{V_2}' + (q_V \cdot c - c_w w_1) \beta_2] y_2$$

...

$$q_{m_n} = \left\{ q_{V_n}' + [q_V c - c_w (q_{m_1} + q_{m_2} + \cdots + q_{m_{n-1}})] \beta_n \right\} y_n$$

又由于  $q_{m_1} = q_{V_2}'$   $q_{m_2} = q_{V_3}' \cdots \cdots q_{m_{n-1}} = q_{V_n}'$  故上面各式均可以表示为  $q_{V_1}'$  的函数,即:

$$q_{m_1} = a_1 q_{V_1}' + b_1$$

$$q_{m_2} = a_2 q_{V_1}' + b_2$$

.....

$$q_{m_n} = a_n q_{V_1}' + b_n \quad (7-30)$$

将上述各式相加得总蒸发量:

$$\begin{aligned} q_m &= q_{m_1} + q_{m_2} + \cdots + q_{m_n} = (a_1 + a_2 + \cdots + a_n) q_{V_1}' + (b_1 + b_2 + \cdots + b_n) \\ &= a q_{V_1}' + b \end{aligned} \quad (7-31)$$

由此可得出第一效加热蒸汽消耗量:

$$q_{V_1}' = \frac{q_m - b}{a} \quad (7-32)$$

由上式  $q_{V_1}'$  返回式可计算各效蒸发量。

### 3. 各效传热面积的计算

按传热方程:

$$S_1 = \frac{Q_1}{K_1 \Delta T_1} \quad S_2 = \frac{Q_2}{K_2 \Delta T_2} \quad S_n = \frac{Q_n}{K_n \Delta T_n}$$

例 7-4 番茄汁在双效顺流蒸发设备中由固形物含量 4.25% 浓缩到成品浓度 28%。原料被预热至最高温度 60℃ 进料。料液流

量为 5 000kg/h, 比热容为 4.0kJ/(kg·K), 加热蒸汽的压强为 117 680 Pa(绝压), 冷凝器内真空度为 93 325Pa。第一效蒸发器采用自然循环, 其传热系数为 900W/(m<sup>2</sup>·K), 第二效采用强制循环, 其传热系数为 1 800W/(m<sup>2</sup>·K), 试计算蒸发量、加热蒸汽消耗量及传热面积。(除各效之间外, 温差损失忽略不计)。

解: (1) 计算水分总蒸发量:

已知  $q_V = 5\,000\text{kg/h}$     $w_0 = 4.25\%$     $w_2 = 28\%$

$$\begin{aligned} \text{则} \quad q_m &= q_V \left( 1 - \frac{w_0}{w_2} \right) \\ &= 5\,000 \times \left( 1 - \frac{4.25}{28} \right) \\ &= 4\,240(\text{kg/h}) = 1.178(\text{kg/s}) \end{aligned}$$

(2) 确定热参数。选定第一效的溶液沸点为预热的最高温度 60℃。按题意在无沸点升高情况下, 此温度即为第一效的二次蒸汽温度。另外假定二次蒸汽在各效间的流动温差损失为 1℃, 由此可列出各效加热蒸汽和二次蒸汽的热参数值, 如下表:

蒸汽效数	压强/Pa	温度/℃	比焓/(kJ/kg)	汽化潜热/(kJ/kg)
一效加热蒸汽	11 768	104.2		2 230
一效二次蒸汽		60	2 670	2 300
二效加热蒸汽		59	2 590	2 320
二效二次蒸汽		43	2 580	2 390
进冷凝器蒸汽		42	2 560	2 390

(3) 计算自蒸发系数:

第一效自蒸发系数:

$$\beta_1 = \frac{t'_0 - t'_1}{H'_1 - c_w \cdot t'_1} = \frac{60 - 60}{2\,300 \times 10^3} = 0$$

第二效自蒸发系数:

$$\beta_2 = \frac{t'_1 - t'_2}{H'_2 - c_w t'_2} = \frac{60 - 43}{2\,390 \times 10^3} = 7.1 \times 10^{-6}$$

(4) 计算蒸汽消耗量和各效蒸发量:

$$c_w = 4180 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

设

$$y_1 = y_2 = 0.98$$

$$q_{m_1} = (q_{V_1}' + q_V c \beta_1) y = 0.98 q_{V_1}'$$

$$q_{m_2} = [q_{V_1}' + (q_V c - c_w q_{m_1}) \beta_2] y_2$$

$$= [q_{V_1}' + (5000 \times 4000 - 4180 \times q_{m_1}) \times 7.1 \times 10^{-6}] \times 0.98$$

$$= 0.932 q_{V_1}' + 139$$

$$q_m = q_{m_1} + q_{m_2} = 1.91 q_{V_1}' + 139 = 4240 (\text{kg/h})$$

$$q_{V_1}' = \frac{4240 - 139}{1.91} = 2147 (\text{kg/h})$$

$$q_{m_1} = 0.98 q_{V_1}' = 0.98 \times 2147 = 2104 (\text{kg/h})$$

$$q_{m_2} = 0.932 q_{V_1}' + 139 = 2140 (\text{kg/h})$$

(5) 计算一效料浓度及出料流量:

$$\text{一效出料流量 } q_{V_1} = q_V - q_{m_1} = 5000 - 2104 = 2896 (\text{kg/h})$$

$$\begin{aligned} \text{一效出料浓度 } w_1 &= \frac{q_V w_0}{q_{V_1}} = \frac{5000 \times 0.0425}{2896} \times 100\% \\ &= 7.34\% \end{aligned}$$

(6) 确定传热面积:

$$\begin{aligned} \text{一效传热速率 } Q_1 &= q_{V_1}' L_{V_1} \\ &= 2147 \times 2230 \times 10^3 = 4.79 \times 10^9 (\text{J/h}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{二效传热速率 } Q_2 &= q_{V_2}' L_V = 2104 \times 2300 \times 10^3 \\ &= 4.84 \times 10^9 (\text{J/h}) \end{aligned}$$

$$\text{故有: } S_1 = \frac{Q_1}{K_1 \Delta t_1} = \frac{4.79 \times 10^9}{900 \times (104 - 60) \times 3600} = 33.6 (\text{m}^2)$$

$$\begin{aligned} S_2 &= \frac{Q_2}{K_2 \Delta t_2} = \frac{4.84 \times 10^9}{1800 \times (59 - 43) \times 3600} \\ &= 46.7 (\text{m}^2) \end{aligned}$$

#### 四、蒸发设备

蒸发器主要由加热室及分离器(又称蒸发室)两部分组成。按加

热室的结构和操作时溶液的流动情况可将蒸发器分为循环型(非膜式)和单程型(膜式)两大类。

### (一) 循环型(非膜式)蒸发器

这类蒸发器的特点是溶液在蒸发器内做连续的循环运动,以提高传热效果、缓和溶液的结垢情况。

#### 1. 中央循环管式蒸发器

如图 7-8 所示为中央循环管式蒸发器,也称标准式蒸发器。其下部为加热室,上部为分离室。加热室由垂直管束组成,管束中央有一根直径较粗的管子,称为中央循环管。周围细管称为沸腾管或加热管。加热管管长 0.5~3m,管径 25~75mm,长径之比为 20~40。中央循环管截面积一般为加热管总截面积的 40%~100%。由于细管(加热管)内单位体积溶液受热面大于粗管(中央循环管),即前者受热好,溶液汽化的多,因此加热管内汽液混合物的密度比中央循环管内的小,这种密度差促使溶液做沿中央循环管下降而沿加热管上

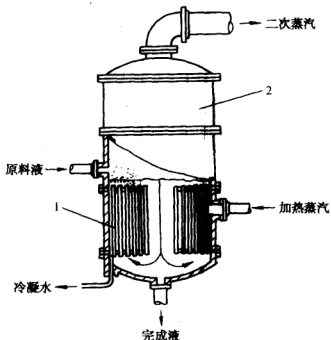


图 7-8 中央循环管式蒸发器

1—加热室 2—分离室

升的连续规则的自然循环运动,料液的实际循环速度一般在  $0.4 \sim 0.5\text{m/s}$  以下。

分离室也是一个筒体,其直径一般与加热室相等,高度不小于  $1.8 \sim 2.5\text{m}$ 。顶部有捕沫器,用以分离雾沫,保证二次蒸汽洁净。

中央循环管式蒸发器具有溶液循环好、传热效率高等优点,且结构紧凑、制造方便、操作可靠,应用十分广泛,所以称之为标准式蒸发器。但由于溶液的不断循环,使加热管内的溶液始终接近完成液的浓度,溶液的黏度大,沸点高,再加上加热室不易清洗,所以中央循环管式蒸发器不适用于结垢严重、腐蚀性大的溶液。

## 2. 悬筐式蒸发器

悬筐式蒸发器结构如图 7-9 所示,是中央循环管式蒸发器的改

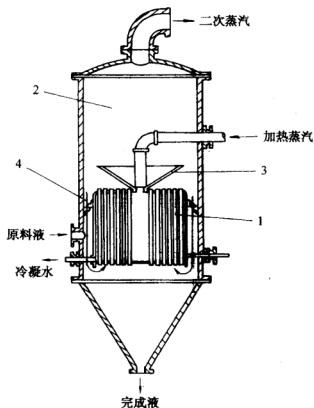


图 7-9 悬筐蒸发器

1—加热室 2—分离室 3—除沫器 4—环形循环通道



进。加热室悬挂于器内,可由顶部取出,便于清洗与更换。壳体与加热室之间的环形间隙作为循环通道,作用与中央循环管类似,操作时溶液沿环隙通道下降而沿加热管上升循环运动。环隙通道的截面积是加热管总截面积的 100%~150%,因此溶液的循环速度较高,为 1~1.5m/s。它适用于黏性中等、轻度结垢或有晶体析出的溶液。缺点是设备耗材量大、占地面大、加热管内的溶液滞流量大。

### 3. 外热式蒸发器

如图 7-10 所示为外热式蒸发器。其特征是将加热室和分离室分开。两者分开后,可调节两者之间的距离和循环速度,使料液在加热室中不沸腾,而恰在高出加热管顶端处沸腾,管子不易被析出的晶体所堵塞。分离室独立分开后,有利于改善雾沫分离条件。此外还可以由几个加热室合用一分离室,操作较为灵活。与标准式蒸发器相比,其循环速度较大,可达 1.5 m/s,也可用泵强制循环。目前已广泛应用于果汁、牛奶和肉类浸出汁等热敏性物料的浓缩。

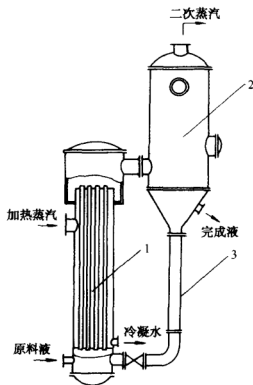


图 7-10 外热式蒸发器

1—加热室 2—分离室 3—循环管

## (二) 单程型(膜式)蒸发器

对于上述循环型蒸发器,其主要缺点是物料在加热室高温下停留时间长,不适于热敏性物料的处理。而膜式蒸发器内,溶液只通过加热室一次即可达到需要的浓度,且停留时间仅为数秒。

### 1. 升膜式蒸发器

升膜式蒸发器结构如图7-11所示,加热室由单根或多根垂直管组成,管的长径之比为100~150,管径为25~50mm。原料液经预热达到沸点或接近沸点后,由加热室底部引入,被高速上升的二次蒸汽带动,沿加热管壁呈传热效果最佳的膜状流动。在加热室顶部达到所需浓度。完成液由分离室底部排出。二次蒸汽在加热管内的速度不应小于10m/s,一般为20~50m/s。

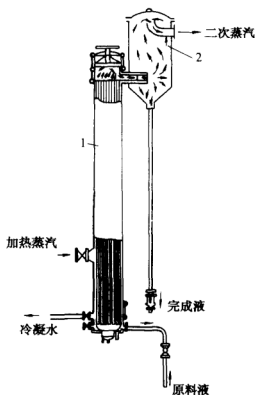


图 7-11 升膜式蒸发器

1—蒸发室 2—分离室

这种蒸发器适用于处理蒸发量较大的稀溶液以及热敏性或易生泡的溶液;不适用于处理高黏度、有晶体析出和易结构的溶液。

## 2. 降膜式蒸发器

对于蒸发浓度或黏性较大的溶液,可采用如图7-12所示的降膜式蒸发器。原料液由加热室顶部加入,经管端的液体分布器使料液均匀地成膜流下,并进行蒸发。为了使溶液能在管壁上均匀布膜,且防止二次蒸汽由加热管顶端直接窜出,加热管顶部必须设置良好的液体分布器。图7-13为几种常用的液体分布器。其中图7-13(a)的导流管是具有螺旋沟槽的圆柱体;图7-13(b)的导流管下端锥体端面向内凹入,以免液体再向中央聚集;图7-13(c)是利用加热管上端管口的齿缝来分配液体。降膜蒸发器布膜装置的好坏,直接影响传热效果。

降膜式蒸发器也适用于处理热敏性物料和高黏度的物料,如牛奶、果汁等。但不适用于处理易结晶、结垢或黏性特大的溶液。

### 3. 升-降膜式蒸发器

如图7-14所示,由升膜管束和降膜管束串联组合而成。原料液在预热器1中加热达到或接近沸点后,引入升膜式加热管束2的底部,汽液混合物经管束由顶部流入降膜加热管束3,然后入分离器4,完成液由分离器底部排出。此升-降膜式蒸发器,既有以两程代单程,缩短加热管长度的优点,又可因分段浓缩各取有利点以避免其各自的缺点。

### 4. 刮板薄膜蒸发器

刮板薄膜蒸发器结构如图7-15所示。加热管由夹套外壳和壳内旋转的转动件组成。转动件上有若干刮板,刮板边缘与传热面间的间隙一般为0.5~1.25mm。刮板转动件的转速由变速装置控制,一般为300~800r/min,刮板的线速度则在2.5~

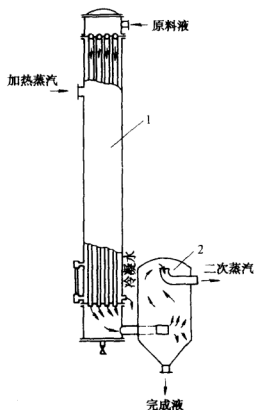


图 7-12 降膜蒸发器

1—加热室 2—分离室

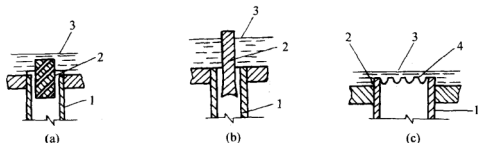


图 7-13 液体分布器

1—加热管 2—分布器 3—液面 4—齿缝

9.6m/s 范围内。原料液沿切线方向进入管内,由于受离心力、重力和刮板作用,在管壁上形成旋转下降的薄膜,并不断地被蒸发,完成液由底部排出。

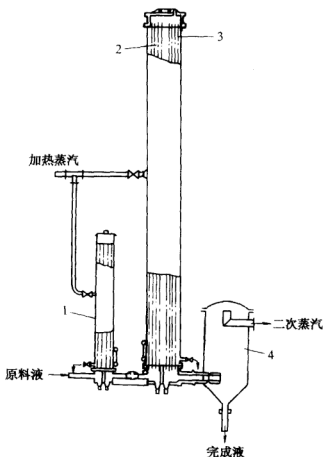


图 7-14 升-降膜蒸发器

1—预热器 2—升膜加热管束 3—降膜加热管束 4—分离器

此蒸发器适用于高黏度、易结晶、结垢或热敏性的溶液蒸发。可用于浓缩番茄酱、咖啡、茶、牛奶、麦芽汁和乳清等。但设备投资费用大而生产能力较小。

### (三) 蒸发器的选用

选择蒸发器时应考虑多方面的因素如：生产能力，浓缩程度，制品热敏性、黏度，挥发性物质的回收，清洗的要求，投资费用和操作费

用等。应视具体情况,选择适宜的蒸发器。表 7-4 中列出了常见蒸发器的性能,供选择时参考。

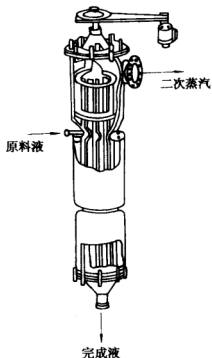


图 7-15 刮板搅拌薄膜蒸发器

表 7-4

几种蒸发器的主要性能

形 式	传热系统		浓缩比	处理量	对溶液性质的适应性					
	稀溶液	高黏度			稀液	高黏度	易起泡	易结垢	热敏性	易结晶
标准式	良好	低	良好	一般	适	适	适	尚适	尚适	稍适
外热式(自然循环)	高	良好	良好	较大	适	尚适	较好	尚适	尚适	稍适
外热式(强制循环)	高	高	较高	大	适	好	好	适	尚适	适
升膜式	高	良好	高	大	适	尚适	好	尚适	良好	不适
降膜式	良好	高	高	大	较适	好	适	不适	良好	不适
刮板式	高	高	高	较小	较适	好	较好	不适	良好	不适
板式	高	高			适	好		不适	良好	不适

## 五、蒸发浓缩在食品工业中的应用

### (一) 蒸发浓缩在奶粉生产中的应用

奶粉生产中,在原料乳干燥之前需经真空蒸发浓缩除去乳中70%~80%的水分,这样可以大大节省干燥过程中加热蒸汽消耗和动力消耗,相应提高干燥设备的能力,降低成本。一般单效真空蒸发浓缩每蒸发1kg水分需要约1.1kg加热蒸汽,若采用带热压泵的双效降膜真空蒸发器,只需要消耗0.39kg加热蒸汽。而在利用热空气进行的喷雾干燥操作中,每蒸发1kg水分却需要2.5~3kg蒸汽。因此在奶粉生产的喷雾干燥前采用真空蒸发浓缩操作浓缩原料乳在经济上是合理的。

#### 1. 真空蒸发浓缩的特点

在减压情况下,原料乳的沸点降低。如在常压101.3kPa(1kg/cm<sup>2</sup>)压强下,乳的沸点为100℃。而在14.985kPa(0.126kg/cm<sup>2</sup>)压强下,乳的沸点只为50℃。这样在真空蒸发操作中,原料乳就可以避免高温作用,在产品能保持较好的色泽、风味和营养成分方面起重要的作用。同时由于原料乳的沸点降低,提高了加热蒸汽与原料乳之间的温差,从而增加了单位面积、单位时间的换热量,提高了蒸发浓缩的热效率。另外由于原料乳沸点的降低,在加热器器壁上的结垢现象也大大减少,也有利于传热效率的提高。

#### 2. 真空蒸发浓缩的作用

(1) 真空蒸发浓缩对奶粉颗粒的物理性状有着显著影响,原料乳经浓缩后,经喷雾干燥,粉粒较粗大,具有良好的分散性和冲调性,能迅速复水溶解。

(2) 由于真空蒸发浓缩排除了乳中的空气和氧气,使粉粒内的气泡大为减少,从而降低了奶粉中的脂肪氧化作用,增强了奶粉的保藏性。

(3) 经浓缩后喷雾干燥的奶粉,颗粒密度较大,致密、坚实,利于包装。

### (二) 蒸发浓缩在浓缩果汁生产中的应用

作为热敏性物料,果汁在高温常压下长时间浓缩,容易发生各种

不良的变化,影响果汁制品的质量,因此浓缩果汁的生产也多采用真空蒸发浓缩。在减压下,使果汁中的水分迅速蒸发,这样既可缩短操作时间,又能较好地保证制品质量。操作条件一般为  $25\sim 35^{\circ}\text{C}$ ,真空度为  $94.7\text{kPa}$ 。而在这种温度条件下,较为适合料液中微生物的繁殖和酶的作用。所以,在果汁浓缩前应进行适当的瞬时杀菌和冷却。水果中含有大量的、易挥发的芳香物质,在浓缩过程中会受到损失。所以在果汁浓缩前可先将芳香物质回收,然后再加到浓缩果汁中去。

## 第二节 冷 冻 浓 缩

冷冻浓缩是利用冰与水溶液之间固液相平衡原理的一种浓缩方法。采用冷冻浓缩方法,溶液在浓度上受一定的限制。当溶液中溶质浓度超过低共熔点浓度时,过饱和溶液冷却的结果表现为溶质转化成晶体析出,此为结晶操作的原理。这种操作不仅不会提高溶液中溶质的浓度,相反却会降低溶质的浓度。但是当溶液中所含溶质浓度低于低共熔点时,其冷却结果则表现为溶剂(水分)成晶体(冰晶)析出。随着溶剂成晶体析出的同时,余下溶液中的溶质浓度也就提高了,此即冷冻浓缩的基本原理。

冷冻浓缩过程中,溶液中水分的排除是靠溶液到冰晶的相际传递,而避免了加热蒸发,所以对热敏性物料的浓缩非常有利。同时,为了更好地使操作中形成的冰晶不混有溶质,分离时又不致使冰晶夹带溶质,防止造成过多的溶质损失,结晶操作时应尽量避免局部过冷,分离操作也要很好地加以控制。此时,冷冻浓缩充分显示出它独特的优越性,对于含挥发性芳香物质的食品采用冷冻浓缩,其制品品质将优于蒸发浓缩和膜浓缩法。

冷冻浓缩也存在着不容回避的缺点:

(1) 制品加工后需采取冷冻和热处理方法以抑制细菌与酶活性、得以保藏。

(2) 冷冻浓缩的采用不仅受溶液浓度的限制,而且还取决于冰晶与浓缩液的分离程度。一般而言,溶液的黏度愈高,分离愈困难。

(3) 冷冻浓缩过程中会造成不可避免的溶质损失,且生产成本较高。

## 一、冷冻浓缩的理论和方法

### (一) 冷冻浓缩过程的相平衡

溶液的相平衡系统通常以温度为纵坐标、溶液浓度为横坐标表示,如图 7-16 所示。坐标平面内任一点即表示此物系的一种状态。相图中有两条平衡曲线,在低浓度区的平衡曲线 DE 线称为溶液的冰点曲线,高浓度区的平衡曲线 D'E 线是溶解度曲线,两曲线的交点 E 为低共熔点。以冰点曲线为基础进行的固液平衡分离操作称为冷冻浓缩。

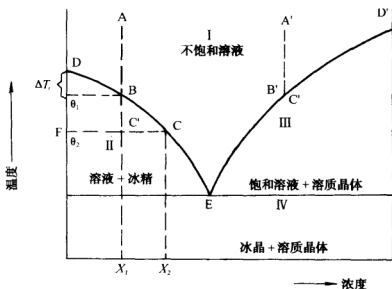


图 7-16 冷冻浓缩过程的相图

图中 A 点代表浓度为  $X_1$  的溶液, D 点代表纯水。稀溶液的冰点是随溶质浓度的增加而降低,即溶液的冰点要低于纯水的冰点,此为溶液的冰点降低。由图 7-16 中可见,冰点曲线上,溶液冰点 B 点的温度  $\theta_1$  要低于纯水 D 点的温度,此冰点下降用  $\Delta T_i$  表示。冰点降低的本质是溶液中水分子化学势小于纯水化学势造成的。对 1kg 水



中含有 1mol 溶质来说,冰点降低是常数,即不论物质性质如何,都等于 1.86℃。

在含有既不解离又不结合的电解质稀溶液中,冰点降低可用费内玛(Fennema)和波伍里(Powrie)公式确定:

$$\Delta T_i = K_i \cdot \frac{1000m}{m'M} = K_i \cdot c \quad (7-33)$$

式中  $\Delta T_i$ ——冰点降低, K;

$K_i$ ——摩尔冰点常数,为 1.86℃(水溶液);

$m$ ——溶液质量, g;

$m'$ ——溶剂质量, g;

$M$ ——溶质摩尔质量;

$c$ ——物质的量浓度。

在含有的溶质能解离时,在同样的浓度下  $\Delta T_i$  较大,是由于溶液的综合性质引起的。

溶液继续冷却至 C' 点,其温度为  $\theta_2$ ,此时溶液为过冷溶液,温差为  $\theta_1 - \theta_2$ ,称之为溶液的过冷度。过冷溶液是不稳定溶液,它分为互成平衡的两个相,即浓缩液相和冰晶相。图中 C 点代表浓缩液,其浓度为  $X_2$ , F 点代表冰晶。设原溶液总量为  $q_{m,F}$ ,冰晶量为  $q_{m,G}$ ,浓缩液量为  $q_{m,P}$ ,对溶质进行物料衡算:

$$(q_{m,G} + q_{m,P})X_1 = q_{m,P}X_2$$

即

$$q_{m,G} = q_{m,P}(X_2 - X_1)$$

或

$$\frac{q_{m,G}}{q_{m,P}} = \frac{X_2 - X_1}{X_1} = \frac{\overline{C'C}}{\overline{FC'}} \quad (7-34)$$

上式表示,冰晶量和浓缩液量之比等于线段  $\overline{C'C}$  与线段  $\overline{FC'}$  长度之比。这个关系称为杠杆法则,由此可计算冷冻浓缩操作中的冰晶量和浓缩液量。

理论上冷冻浓缩过程可继续进行到低共熔点 E。但实际上,多数液体食品没有明显的低共熔点,而且在远未到达 E 点时,浓缩液的黏度已经很高,其体积与冰晶相比甚小,此时就不可能很好地将冰晶与浓缩液分开。可见冷冻浓缩在实践中是有限度的。

## (二) 冷冻浓缩中的结晶过程

冷冻浓缩中的结晶为溶剂的结晶。同常规的溶质结晶操作一样,被浓缩的溶液中的水分也是利用冷却除去结晶热的方法使其结晶析出。冷冻浓缩的结晶过程可在多种设备中进行,包括管式、板式、搅拌夹套式、刮板式等热交换器以及真空结晶器,内冷转鼓式结晶器、带式冷却结晶器等设备。

冷冻浓缩中,要求冰晶有适当的大小,冰晶的大小不仅与结晶成本有关,而且也与此后的分离有关。一般来说,结晶操作的成本随晶体尺寸的增大而增加。然而结晶操作与分离操作相比较,关键还在于分离。分离操作与生产能力密切相关,分离操作所需的费用以及因冰晶夹带而引起的溶质损失,一般都随晶体的尺寸的减小而大幅度增加。因此,必须确定一个合理的晶体尺寸,使结晶和分离的成本降低,溶质损失减少。这个合理的冰晶大小,称为最优冰晶尺寸。最优冰晶尺寸决定于结晶形式、结晶条件、分离形式和浓缩液价值等因素。尤其是浓缩液的价值,它是一个非常重要的因素。浓缩液价值高,要求溶质损失愈小,从而要求形成较大的晶体。

工业结晶操作中,最终晶体数量和粒度可利用结晶操作的条件来控制。一般,缓慢冷却时产生数量少的大晶体,快速冷却则产生数量多的小晶体。另外,在单位时间内,晶体的大小取决于晶体的成长速度。晶体成长速度与溶质向晶面的扩散作用和晶面上的晶析反应作用有关。这两种作用构成了结晶过程的双重阻力。当扩散阻力为控制因素时,增加固体和溶液之间的相对速度(例如加强搅拌)就会促进晶体的成长。但增加相对速度至一定限度后,扩散阻力转为次要因素,则表面反应居于支配因素。此时,再继续增加速度,便无明显效果。

食品工业上,冷冻浓缩过程的结晶形式有两种。一种是管式、板式、转鼓式以及带式设备中进行的,称为层状冻结。另一种发生在搅拌的冰晶悬浮液中,称为悬浮冻结。这两种结晶形式在晶体成长上有显著的差别。

### 1. 层状冻结

层状冻结也称规则冻结。这种冻结是晶层依次层积在先前由同

一溶液所形成的晶层之上,是一种单向的冻结。冰晶长成为针状或棒状,带有垂直于冷却面的不规则断面。层状冻结有如下特点:

(1) 随着冷冻浓缩的进行,溶液浓度逐渐增加,晶尖处溶液的过冷度逐渐降低,冻结速率或晶尖成长速度也随之降低,晶体直径逐渐增大。

(2) 在溶液浓度不变的情形下,晶体的平均直径与水分的分子扩散系数及溶液的黏度有关。水分扩散系数越小,黏度越大,则平均直径越小。

(3) 在平行的晶体之间存在着液层,此液层厚度与浓度有关。当溶液浓度低于 20% 时,浓度增加,厚度也增加。但当浓度大于 20% 时,则厚度保持不变。

(4) 水分冻结时,具有排斥溶质析出,保持冰晶纯净的现象,称为溶质脱除作用。这种脱除作用只有在极低的浓度下(例如 1%)才明显发生。对于溶质浓度大于 10% 的溶液的单向冻结,如果非冻结液层的温度在冰点左右或略呈过冷状态,则冻结层解冻后的溶质浓度等于非冻结溶液的浓度。说明在这种情况下,不发生溶质脱除的作用,因而也就不会产生冷冻浓缩的效果。

(5) 只有在极缓慢的冻结条件下,例如晶体成长速度为每天 1cm 或小于 1cm 的条件下,才有可能产生溶质脱除的现象。

## 2. 悬浮冻结

这种冻结是在受搅拌的冰晶悬浮液中进行的。关于悬浮冻结的晶核形成和晶体成长的动力学问题,已有广泛深入的研究。悬浮冻结如果是在连续操作的结晶器内进行,则所产生的晶体粒度与溶液浓度,溶液主体过冷度、晶体在结晶器内停留时间等因素有关。以葡萄糖溶液所做的实验说明:①提高溶液中溶质的浓度,冰晶的成长速率将降低,参阅图 7-17(1);②在溶液过冷度的低值范围内,成长速率与溶液主体过冷度成正比;③当晶体尺寸大于  $50\mu\text{m}$  时,成长速率不随晶体的大小而变;④对于连续搅拌结晶槽生产的晶体,当溶液的主体过冷度和溶质浓度不变时,则平均晶体粒度与晶体在结晶器内的停留时间成正比;⑤在连续搅拌结晶槽内,保持一定的

结晶生产能力,但晶体颗粒含量不同的情况下,晶体平均直径与晶体在器内的平均停留时间的关系是不同的。因此这种关系与加料的冷却方法有密切的联系,如图 7-17(2)所示。

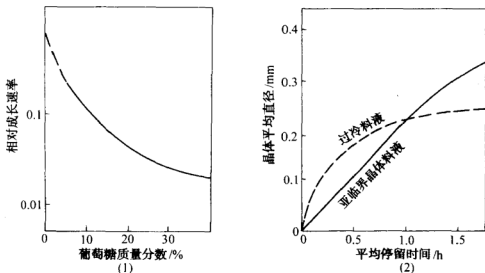


图 7-17 葡萄糖溶液冻结时冰晶的成长

在悬浮冻结过程中,晶核形成速率与溶质浓度成正比,并与溶液过冷度的平方成正比。由于结晶热一般不可能均匀地从整个悬浮液中除去,所以总存在着局部点的过冷度大于溶液主体的过冷度。从而在这些局部冷点处,晶核形成就比溶液主体快得多而晶体成长就要慢一些。因此,提高搅拌速度,使温度均匀化,减少这些冷点的数目,对控制晶核形成过多是有利的。

在冰晶形成时,也不是所有冷点所产生的晶核都能保存下来。严格地说,在一定浓度的溶液中,与晶体成平衡的温度(称为平衡温度)与晶体的大小有关,只有当晶体直径相当大时才等于溶液的冰点。小晶体的平衡温度比大晶体低,所以与小晶体成平衡的溶液,其过冷度要大些。在一定的溶液过冷度下,与溶液成平衡的晶体直径称为临界直径。对于各向同性的球形晶体,其平衡温度的降低与晶体直径的关系如图 7-18 所示。

由此可见,在悬浮冻结操作中,如将小晶体悬浮液与大晶体悬浮

液混合在一起,混合后的溶液主体温度将介于大、小晶体的平衡温度之间。由于此主体温度高于小晶体的平衡温度,小晶体就溶解,相反大晶体就会长大。而且,小晶体(亚临界晶体)的溶解速度和大晶体(超临界晶体)的成长速度都随着晶体本身的尺寸差值的增加而增加。因此,若冷点处所产生的小晶核立即从该处移出并与含大晶体的溶液主体均匀混合,则所有的小晶核将溶解。这种以消耗小晶体为代价而使大晶体成长的作用,常用于食品工业的悬浮冻结的操作。

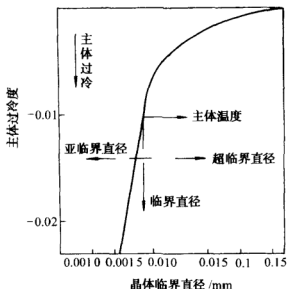


图 7-18 溶液主体过冷度  
与晶体临界直径的关系

### (三) 冰晶——浓缩液的分离

冷冻浓缩在食品工业上应用的成功与否,关键在于分离的效果。分离的原理主要是悬浮液过滤的原理。

对于冰晶浓缩液的过滤分离,过滤床层为冰晶床,滤液即为浓缩液。通常浓缩液透过冰晶床的流动为层流,可以引用过滤单元操作中的过滤方程,写做如下形式:

$$\frac{1}{S} \cdot \frac{dV}{dt} = K \cdot \frac{\Delta p}{\mu L} \quad (7-35)$$

$$\text{而} \quad K = \frac{\epsilon_0^3 \cdot d_p^2}{200(1 - \epsilon_0)^2} \quad (7-36)$$

式中  $V$ ——滤液体积,  $m^3$ ;

$t$ ——过滤时间,  $s$ ;

$\Delta p$ ——冰床上、下游压强差, Pa;

$\mu$ ——滤液黏度, Pa·s;

$L$ ——冰床厚度, m;

$K$ ——冰床透过率;

$\epsilon_0$ ——冰床孔隙率;

$d_p$ ——冰晶平均粒径, m;

$S$ ——冰床过滤面积, m<sup>2</sup>。

可见, 在分离操作中, 生产能力与浓缩液的黏度成反比, 与冰晶粒度的平方成正比。K 值反映了冰晶床层的综合特性, 称为冰床透过率。

冷冻浓缩时, 溶质为冰晶所携带而引起的损失与许多操作因素有关, 也与浓缩比有关。

设:  $F, c_F$ ——进入冷冻浓缩设备的料液量和料液浓度;

$P, c_P$ ——离开冷冻浓缩设备的浓缩液量和浓缩液浓度;

$G$ ——离开冷冻设备的冰晶量;

$\beta$ ——单位质量冰晶所夹带浓缩液量。

则总的物料衡算和溶质的物料衡算如下:

$$F = P + G \quad (7-37)$$

$$F \cdot c_F = P \cdot c_P + G \cdot \beta \cdot c_P \quad (7-38)$$

由于夹带损失的溶质量与制品中溶质量相比甚小, 故有:

$$F \cdot c_F \approx P \cdot c_P$$

或

$$\frac{P}{F} \approx \frac{c_F}{c_P} \quad (7-39)$$

所谓溶质损失率  $\gamma$  是指冰晶夹带损失的溶质量与原料中原有溶质量之比, 故:

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{G \cdot \beta \cdot c_P}{F \cdot c_F} = \beta \cdot \frac{c_P}{c_F} \cdot \frac{F - P}{F} \\ &= \beta \cdot \frac{c_P}{c_F} \left( 1 - \frac{P}{F} \right) \approx \beta \cdot \left( \frac{c_P}{c_F} - 1 \right) \end{aligned} \quad (7-40)$$

由此可见, 随着浓度比的增加, 也大大地增加了分离的不完全性。

## 二、冷冻浓缩的装置系统

冷冻浓缩装置系统主要由结晶设备和分离设备两部分构成。结晶设备包括管式、板式、搅拌夹套式、刮板式等热交换器,以及真空结晶器、内冷转鼓式结晶器、带式冷却结晶器等设备;分离设备有压滤机、过滤式离心机、洗涤塔,以及由这些设备结合而成的分离装置等。在实际应用中,可根据不同的物料性质及生产要求采用不同的装置系统。

### (一) 冷冻浓缩的结晶装置

冷冻浓缩用的结晶器有直接冷却式和间接冷却式两种。直接冷却式可利用水分部分蒸发的方法,也可利用辅助冷媒(如丁烷)蒸发的方法。间接冷却式是利用间壁将冷媒与被加工料液隔开的方法。食品工业上所用的间接冷却式设备又可分为内冷式和外冷式两种。

#### 1. 直接冷却式真空冻结器

在这种冻结器中,溶液在绝对压强 266Pa 下沸腾,液温为  $-3^{\circ}\text{C}$ 。在此情况下,欲得 1t 冰晶,必须蒸发 140kg 水分。直接冷却法的优点是不必设置冷却面,但缺点是蒸发掉的部分芳香物质将随同蒸汽或惰性气体一起逸出而损失。直接冷却式真空结晶器所产生的低温水蒸气必须不断地排除。为减少能耗,可将水蒸气压强从 266Pa 压缩至 931Pa,以提高其温度,并利用冰晶作为冷却剂来冷凝这些水蒸气。大型真空结晶器可采用蒸汽喷射升泵来压缩蒸汽,能耗可降低至每排除 1t 水分耗电约  $8\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

直接冷却式冻结装置已被广泛地用于海水脱盐,但由于芳香物质的损失问题,迄今未能普遍应用于液体食品的加工。而如果将这种冻结器与适当的吸收器相组合,便可以显著减少芳香物质的损失。

如图 7-19 为带有芳香物回收系统的真空冻结装置。料液进入真空冻结器后,于 266Pa 的绝对压强下蒸发冷却,部分水分即转化为冰晶。从冻结器出来的冰晶悬浮液经分离器分离后,浓缩液从吸收器上部进入,从下部排出制品。另外;从冻结器出来的带有芳香物的水蒸气先经冷凝器除去水分后,从下部进入吸收器,并从上部将惰性

气体抽出。在吸收器内,浓缩液与含芳香物的惰性气体成逆流流动。若冷凝器温度并不过低,为进一步减少芳香物损失,可将离开第一吸收器的部分惰性气体返回冷凝器作再循环使用。

图 7-19 帶有芳香回收的真空結晶裝置流程

## 2. 间接冷却式结晶器

第一种结晶器的结晶原理属于层状冻结。由于预期厚度的晶层的固化,晶层可在原地进行洗涤或作为整个板晶或片晶移出后在别处加以分离。此法的优点是,因部分固化,所以即使是稀溶液也可浓缩到40%以上,此外尚具有洗涤简便的优点。



上,并且作为冰片排出。

冷冻浓缩所采用的大多数内冷式结晶器多属第二种结晶器,即可产生泵送的悬浮液。在比较典型的设备中,晶体悬浮液停留时间只有几分钟。由于停留时间短,故晶体粒度小,一般小于 $50\mu\text{m}$ 。作为内冷式结晶器,刮板式换热器是第二种结晶器典型的运用之一。

(2) 外冷式结晶器。外冷式结晶器有下述主要三种形式。

第一种形式要求料液先经过外部冷却器做过冷处理,过冷度可达 $6^{\circ}\text{C}$ ,然后此过冷而不含晶体的料液在结晶器内将其“冷量”放出。为了减小冷却器内晶核形成和晶体成长发生变化,避免因此引起液体流动的堵塞,冷却器的传热壁接触液体的部分必须高度抛光。使用这种形式的设备,可以制止结晶器内的局部过冷现象。从结晶器出来的液体可利用泵使之在换热器和结晶器之间循环,而泵的吸入管线上可装过滤机将晶体截留在结晶器内。

第二种外冷式结晶器的特点是全部悬浮液在结晶器和换热器之间进行再循环。晶体在换热器中停留的时间比在结晶器中短,故晶体主要是在结晶器内长大。

第三种外冷式结晶器如图 7-20 所示。这种结晶器具有如下特

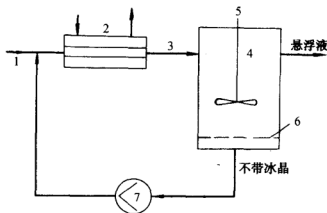


图 7-20 外部冷却式结晶装置简图

- 1—料液 2—刮板式换热器 3—带亚临界晶体的料液  
4—结晶器 5—搅拌器 6—滤板 7—循环泵

点:①在外部热交换器中生成亚临界晶体;②部分不含晶体的料液在结晶器与换热器之间进行再循环。换热器形式为刮板式。因热流大,故晶核形成非常剧烈。而且由于浆料在换热器中停留的时间甚短,通常只有几秒钟时间,故产生的晶体极小。当其进入结晶器后,即与结晶器内含大晶体的悬浮液均匀混合,在器内停留时间至少有0.5h,故小晶体溶解,其溶解热消耗于供大晶体成长。

## (二) 冷冻浓缩的分离设备

冷冻浓缩的分离设备有压榨机、过滤式离心机和洗涤塔等。

通常采用的压榨机有水力活塞压榨机和螺旋式压榨机。采用压榨法时,溶质的损失决定于被压缩冰饼中夹带的溶液量。冰饼经压缩后,夹带的液体被紧紧地吸住,以致不能采用洗涤方法将它洗净。但压强高、压缩时间长可降低溶液的吸留量。例如压强达  $10^7\text{Pa}$ ,且压缩时间很长时,吸流量可降至  $0.05\text{kg/kg}$ 。由于残留液量高,考虑到溶质的损失率,压榨机只适用于浓缩比  $c_P/c_F$  接近于1的场合。

采用转鼓式离心机时,所得冰饼的空隙率为0.4~0.7。球型晶体冰饼的空隙率最低,而树枝状晶体冰饼的空隙率较高。与压榨机不同,在离心力场中,部分空隙是干空的,冰饼中残液以两种形式被吸留。一种是晶体与晶体之间因黏性力和毛细力而吸住液体;另一种只是因黏着力使液体黏附于晶体表面。

采用离心机的方法,可以用洗涤水或将冰溶化后的水来洗涤冰饼。因此,分离效果要比压榨法好,但洗涤水将稀释浓缩液。溶质损失率决定于晶体的大小和液体的黏度。即使采用冰饼洗涤,仍高达10%。采用离心机的另一缺点就是挥发性芳香物的损失。这是由于液体因旋转而被甩出来时,要与大量空气密切接触的缘故。

分离操作也可以在洗涤塔内进行。在洗涤塔内,分离比较完全而没有稀释现象。因为操作时为完全封闭且无顶部空隙,故可以完全避免芳香物质的损失。

洗涤塔的分离原理主要是利用纯冰溶解的水分来排除和替换晶体间残留的浓液。方法有连续法和间歇法两种。间歇法只用于管内或板间生成的晶体进行原地洗涤。在连续式洗涤塔中,晶体相和液

相进行逆向运动,进行密切接触。如图7-21所示为连续式洗涤塔的工作原理示意图。

从结晶器出来的晶体悬浮液从塔的下端进入,浓缩液从同一端经过滤器排出。因冰晶的密度比浓缩液小,故冰晶会逐渐上浮到顶端。塔顶设有溶水器(加热器),使部分冰晶溶解。溶化后的水分即返行下流,与上浮冰晶逆流接触,洗去冰晶间浓缩液。这样晶体就沿着液相溶质浓度逐渐降低的方向移动,晶体随浮随洗,残留溶质越来越少。

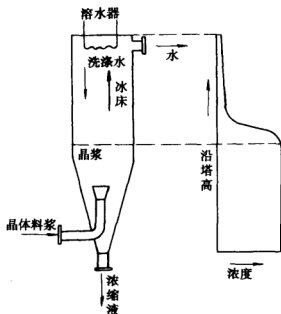


图 7-21 连续洗涤塔工作原理

各类洗涤塔的主要区别在于晶体被迫沿塔移动的推动力不同。按此推动力的不同,洗涤塔可分为浮床式、螺旋推送式和活塞推送式三种形式:

① 浮床洗涤塔。在浮床洗涤塔中,冰晶和液体做逆向相对运动的推动力是晶体和液体之间的密度差。浮床洗涤塔已广泛应用于海水脱盐和冰的分离。

② 螺旋洗涤塔。它是以螺旋推送为两相相对运动的推动力。如图7-22所示,晶体悬浮液进入两同心圆筒的环隙内部,环隙内有螺旋在旋转。螺旋具有棱镜状断面,除了迫使冰晶沿塔体移动外,还有搅动晶体的作用。螺旋洗涤塔已广泛用于有机物系统的分离。

③ 活塞床洗涤塔。这种洗涤塔是以活塞往复运动迫使冰床移动为推动力的。如图7-23。晶体悬浮液从塔的下端进入,由于挤

压作用使晶体压紧成为结实而多孔的冰床。浓缩液离塔时经过滤器,利用活塞的往复运动,冰床被迫移向塔的顶端,同时与洗涤液逆流接触。这种洗涤塔国外已用于液体食品的冷冻浓缩。在活塞床洗涤塔中,浓缩液未被稀释的床层区域和晶体已被洗净的床层区域之间,其距离只有几厘米。浓缩时,如排代稳定,离塔的冰晶熔化液中溶质浓度低于  $10^{-6}$ 。浓缩液排代是否完全是根据下式来判断的。

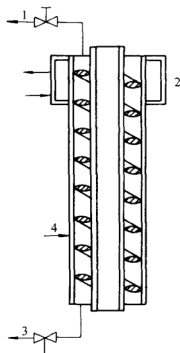


图 7-22 螺旋洗涤塔示意图

- 1—溶化水 2—溶冰器  
3—浓缩液 4—料浆

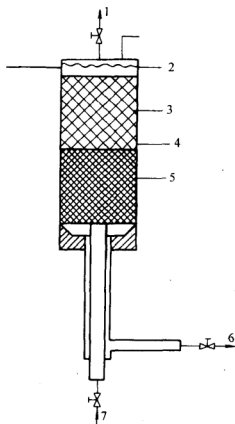


图 7-23 活塞床洗涤塔示意图

- 1—水 2—溶化器  
3—冰晶在溶化水中 4—洗涤前沿  
5—冰晶在浓缩液中 6—浓缩液  
7—来自结晶器的悬浮液

$$\frac{d_p^2}{\mu_L} > 10^{-8} [\text{cm}^2/(\text{Pa} \cdot \text{s})] \quad (7-41)$$

式中  $d_p^2$ ——晶体的平均直径, cm;

$\mu_L$ ——被洗涤水排代的液体黏度, Pa·s;

④ 压榨机和洗涤塔的组合。将压榨机和洗涤塔组合起来作为冷冻浓缩的分离设备是一种最经济的办法。图 7-24 所示为这一组合的一例。

从结晶器出来的晶体悬浮液, 首先在压榨机中进行部分分离, 分离出的含有大量浓缩液的冰饼在混合器内和料液混合进行稀释后, 送入洗涤塔进行完全分离。在洗涤塔中, 从混合冰晶悬浮液中分离出纯冰和液体, 液体进入结晶器中和来自压榨机的循环浓缩液进行混合。

压榨机和洗涤塔的组合具有以下优点:

(1) 可以用比较简单的洗涤法代替复杂的洗涤塔, 从而降低了成本。

(2) 进洗涤塔的黏度由于浓度降低而显著降低。故洗涤塔的生产能力大大提高。洗涤塔的生产能力近似正比于  $d_p^2/\mu_L$ 。

(3) 若离开结晶器的晶体悬浮液中的晶体平均直径过小, 或液体黏度过高, 不能满足判别式(7-41)的要求时, 采用组合设备仍然能获得完全的分离。

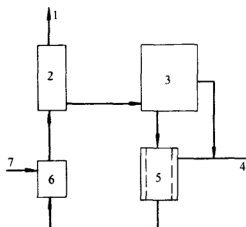


图 7-24 压榨机和洗涤塔的典型组合

1—冰 2—洗涤塔 3—结晶器 4—浓缩液

5—压榨机 6—混合器 7—料液

### 三、冷冻浓缩的应用

冷冻浓缩加工过程中不使物料受热, 因此其制品在色、香、味方面均得到最大限度的保留, 就产品品质而言, 可以说是最佳的。但由于浓缩极限的限制及操作成本较高等缺陷, 使得其应用受到一定限制。目前主要用于高档果汁、高档饮品、生物制品、药物、调味品等的

浓缩,浓缩的制品或直接作为成品,或作为冷冻干燥过程中的半成品。

对于不同的原料,冷冻浓缩的装置系统及操作条件也不相同,大致可分为两类。一类是单级冷冻浓缩,一类是多级冷冻浓缩。后者在制品品质及回收率方面优于前者。

### (一) 单级冷冻浓缩装置系统

如图 7-25 为采用洗涤塔分离方式的单级冷冻装置系统示意图。它主要由刮板式结晶器、混合罐、洗涤塔、溶冰装置、贮罐、泵等组成。据报道,在浓缩果汁、咖啡等时,结晶体积与冷却表面之比最好为 1:1。操作时,料液由泵 7 进入旋转刮板式结晶器,冷却至冰晶出现并达到要求后进入带搅拌器的混合罐 2。在混合罐中,冰晶可继续成长,然后大部分浓缩液作为成品从成品罐 6 中排出,部分与来自贮罐 5 的料液混合后再进入结晶器 1 进行再循环,混合的目的是使进入结晶器的料液浓度均匀一致。从混合罐 2 中出来的冰晶(夹带部分浓缩液),经洗涤塔 3 洗涤,洗下来的一定浓度的洗液进入贮罐 5,与原料液混合后再进入结晶器,如此循环。洗涤

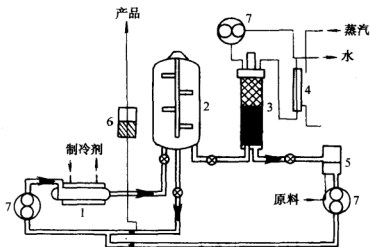


图 7-25 单级冷冻浓缩装置系统示意图

1—旋转刮板式结晶器 2—混合罐 3—洗涤塔  
4—溶冰装置 5—贮罐 6—成品罐 7—泵

塔的洗涤水是利用溶冰装置(通常在洗涤塔顶部)将冰晶溶化后再使用,多余的水排走。采用单级冷冻浓缩装置可以将浓度为  $8 \sim 10^{\circ}\text{Bx}$  的果汁原料浓缩成  $40 \sim 60^{\circ}\text{Bx}$  的浓缩果汁,其产品质量非常高。

## (二) 多级冷冻浓缩装置系统

多级冷冻浓缩是指将上一级浓缩得到的浓缩液作为下一级的原料进行再次浓缩的一种冷冻浓缩操作。下面是咖啡的冷冻浓缩介绍。

如图7-26所示为咖啡的二级冷冻浓缩装置流程。咖啡料液

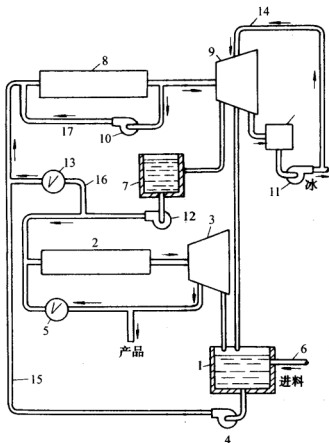


图 7-26 二级冷冻浓缩装置流程示意图

1、7—贮料罐 2、8—结晶器 3、9—分离机 4、10、11、12—泵 5、13—调节阀  
6—进料管 14—溶冰水进入管 15、17—管路 16—浓缩液分支管

(浓度为 26%)由管 6 进入贮料罐 1,被泵送至一级结晶器 8,然后冰晶和一次浓缩液的混合液进入一级分离机 9 进行离心分离,浓缩液(浓度 $<30\%$ ),由管进入贮罐 7,再由泵 12 送入二级结晶器 2,经二级结晶后的冰晶和浓缩液的混合液进入二级分离机 3 离心分离,浓缩液(浓度 $>37\%$ )作为产品从管中排出。为了减少冰晶夹带浓缩液的损失,离心分离机 3、9 内的冰晶需洗涤,若采用熔冰水(沿管进入)洗涤,洗涤下来的稀咖啡液分别通过管,进入贮料罐 1,所以贮料罐 1 中的料液浓度实际上低于最初进料液浓度( $<24\%$ )。为了控制冰晶量,结晶器 8 中的进料浓度需维持一定值(高于来自管 15 的),这可利用浓缩液的分支管路 16,用阀 13 控制流量进行调节,也可以通过管路 17 和泵 10 来调节。但通过管 17 与管 16 的调节应该是平衡控制的,以使结晶器 8 中的冰晶含量为  $20\% \sim 30\%$  (质量分数)。实践表明,当冰晶占  $26\% \sim 30\%$  时,分离后的咖啡损失小于  $1\%$ 。

### 第三节 膜 分 离

早在 1748 年,法国科学家 Abble Nelet 就发现水能自然地扩散到装有酒精溶液的猪膀胱内,揭示了膜分离现象。而对膜分离技术的大量研究则是从 20 世纪 50 年代开始的。目前,膜分离已广泛地应用在食品、生物、化工、制药、电子、纺织和环保等部门。就食品工业而言,膜分离技术已成功地应用于分离、浓缩、提纯和副产品回收等工艺上。同时,新的应用正不断被开发。

#### 一、膜分离的分类与特点

##### (一) 膜分离的基本概念

膜分离是一种使用半透膜的分离方法。如果通过半透膜的只是溶剂,则溶液获得了浓缩,此过程称为膜浓缩。如果通过半透膜的不仅是溶剂,而且有选择地让某些溶质通过,而使溶液中不同溶质得到分离,此过程为膜分离。所以我们把用天然或合成的膜,以外界能量



或化学位差为推动力,对双组分或多组分的溶质和溶剂进行分离、分级、提纯和富集的方法统称为膜分离法。

## (二) 膜分离的分类

目前,膜分离主要包括渗透、反渗透、超滤、透析、电渗析、液膜技术、气体渗透和渗透蒸发等方法,如表 7-5 所示。

表 7-5 主要的膜分离方法

膜分离方法	相 态	推动力	透过物
渗 透	液/液	浓度差	溶剂
反渗透	液/液	压强差	溶剂
超 滤	液/液	压强差	溶剂
透 析	液/液	浓度差	溶质
电渗析	液/液	电场	溶质/离子
液膜技术	液/液	浓度差和化学反应	溶质/离子
气体渗透	气/气	压强差	气体分子
渗透蒸发	液/气	浓度差	液体组分

本节主要讨论的膜分离类型有以下几种。

### 1. 微滤(MF)

利用孔径  $0.02 \sim 10 \mu\text{m}$  的多孔膜来过滤含有微粒的溶液而将微粒分离的过程。操作压强为  $0.1 \sim 0.5 \text{MPa}$ , 可用以分离淀粉粒子、细菌等。

### 2. 超滤(UF)

利用孔径  $10^{-2} \sim 10^{-3} \mu\text{m}$  的膜来过滤含有大分子或微细粒子的溶液,使大分子或微细粒子从溶液中分离的过程。超滤和微滤一样,均利用筛分原理进行分离,其操作压强为  $0.2 \sim 1 \text{MPa}$ ,可截留相对分子质量为  $1\,000 \sim 1\,000\,000$  的大分子。主要用于大分子物质的分离。

### 3. 反渗透

在高于溶液渗透压的压强作用下,通过反渗透膜将溶液中溶质

包括无机盐类截留在膜内,而使溶剂(通常是水)压至膜外。其操作压强为 1~15MPa,主要用于海水淡化。

#### 4. 电渗析

以电位差为推动力,利用离子交换膜的选择透过性,从溶液中脱除或富集电解质。主要用于制备去离子水、去除溶液中的无机盐类等。

### (三) 膜分离的特点

与其他分离方法相比,膜分离具有以下显著特点:

(1) 膜分离过程中无相变发生,所以其能耗低。

(2) 膜分离过程是在常温下进行,特别适合于热敏性物料如食品、药品、生物工程产品的分离、分级、浓缩和富集。

(3) 膜分离的适用范围广。不仅适于包括病毒、细菌、微粒的有机物和无机物的分离、而且适于许多特殊溶液体系的分离、如一些共沸物或近沸点体系的分离。

(4) 膜分离过程主要以压强为推动力,因此具有装置简单,操作容易,易于控制、维修等优点。

## 二、微滤和超滤

### (一) 微滤和超滤的过程特征和膜

#### 1. 过程原理

微滤和超滤可视为以孔径很小的膜作为介质进行过滤的过程。多数情况下用于液体的分离,也可用于气体的分离。

微滤可用于含细小微粒的溶液的分离,超滤可分离的粒子则更小,实际上已是大分子。习惯上用孔径大小来表征微滤膜,而用被截留分子的相对分子质量——又称切割相对分子质量来表征超滤膜。

一般认为微滤和超滤的机理与常规过滤相同,属筛分过程。但由于被截留的粒子很小,已不再是不可压缩的刚性粒子,因而与常规过滤有较大的不同:

(1) 微滤和超滤通常采用切向过滤(亦称错流过滤如图 7-27

所示),待过滤的料液沿膜的切向流过,利用料液带走膜表面的粒子,使膜表面的粒子层很薄,大大减小了过滤阻力。

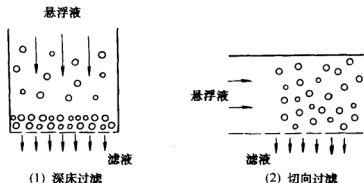


图 7-27 切向过滤示意图

(2) 作为推动力的压强差比常规过滤大,而一般不用真空过滤。常用压强差为  $100\sim 500\text{kPa}$ ,但与反渗透相比又小得多。

(3) 过滤过程中膜会逐渐被堵塞,导致滤液流量的下降,所以一定程度时须停下来对膜进行清洗。

(4) 一般情况下滤液流量较小,必须使料液循环通过膜。确切地说,它们是增浓过程。

## 2. 膜的性能测定

膜是膜分离的关键,评价一种膜分离装置质量优劣的关键就在于膜性能的好坏。微滤膜和超滤膜的性能是用两项指标来描述的,一是溶质截留率,即被分离的粒子或大分子(统称为溶质)被截留的百分数;二是滤液通量,又称滤液流率,即单位膜面积上的滤液体积流量。

膜的性能测定试验主要有:

(1) 表面孔径或切割相对分子质量测定。对微滤膜,用电子显微镜或物理化学方法测定膜的孔径。对超滤膜,用一系列球形分子配成溶液后做试验,把被截留  $90\%\sim 95\%$  的分子的相对分子质量作为切割相对分子质量。

(2) 孔径分布测定。一般膜的孔径都不是均一的。孔径分布表

示孔径的均匀程度。孔径越均匀,分离性能越好。测定的方法有电子显微镜测定法和用已知相对分子质量的溶质配成溶液做试验的方法等。

(3) 水通量测定。水通量是膜的一个重要参数。用纯水  $25^{\circ}\text{C}$ ,  $100\text{kPa}$  压差下做试验,测得的滤液流率即为水通量。若试验条件不是  $25^{\circ}\text{C}$  和  $100\text{kPa}$ ,应进行换算。换算时假设水通量与压差成正比,与水的黏度成反比。

### 3. 过程特征描述

(1) 通量-压差曲线。在固定温度、料液浓度、料液流速等参数条件下,测定在不同压差下的滤液通量,绘成曲线如图 7-28 所示。

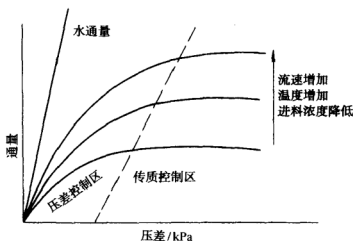


图 7-28 通量-压差曲线

图中直线为以水试验时所测得的水通量,曲线族为过滤实际物料时测得的曲线。料液流速越高,温度越高,或料液浓度越低,曲线的位置就越高。

图中的虚线把曲线分成两部分。压差较低时,滤液通量随压差的增加而显著增加,初始时成正比例关系,这一区域称为压差控制区。随后,当压差增加时,滤液通量增加的速度逐渐减慢,直至趋于某常数值,这一区域称为传质控制区。在传质控制区,通量稳

定在某一数值,此数值与物系性质、料液流速、温度等操作参数有关。

(2) 浓差极化现象。浓差极化现象实际上是被脱除物质在溶液和半透膜界面上的积累。一方面是脱除溶质随原料液主流的运动而移向界面,在膜表面积累,形成高浓度区。而另一方面,在浓度差推动下,溶质分子必然向溶液主体做反向扩散。达到稳定状态时,在膜表面附近的薄层中存在着一定的浓度梯度,使移向界面的溶质量恰好等于反向扩散的溶质量和透过膜的溶质量之和。膜表面附近的浓度边界层称浓差极化层。

浓差极化是不可避免的,其直接后果是使滤液通量降低。浓差极化又是可逆的,当膜两侧压差撤除后,浓差极化层将消失,如再度施加压差,则浓差极化层重新建立。

(3) 提高滤液通量的措施。尽管微滤和超滤的推动力是膜两侧的压强差,提高压差并不一定能使滤液通量显著增加。如果过滤过程处在传质控制区,增加压差不仅不能使滤液通量增加,反而增加了膜堵塞的机会,此时只能设法减小浓度边界层厚度来增加滤液通量。而减小浓度边界层厚度则可借助提高料液流速、在料液侧安装搅拌装置等方法来实现。食品工业中常遇到强亲水性溶质,如果胶、蛋白质等,因而超滤常在传质控制区进行,膜上存在胶质层的情况屡见不鲜。

无论是在压差控制区还是传质控制区,提高操作温度都可以使液体黏度降低,扩散系数增大,从而使滤液通量增加。当然,必须以膜的耐温能力为限。

进料浓度对滤液通量也有着显著的影响。在某些情况下,采用将料液稀释的方法来增大滤液通量,称为稀释过滤。

就食品工业的物料而言,许多情况下膜的堵塞是影响微滤和超滤操作经济性的主要因素。导致膜堵塞的原因很多,其中最主要的是溶质的强亲水性、易沉淀离子特别是钙离子的存在以及操作压强过高。膜的堵塞是不可避免的,因此如何进行膜的清洗再生成为问题的关键。常用的膜清洗方法有:反向冲洗、酸碱化学清洗、加酶清

洗和物理清洗等。一般而言,膜清洗后可恢复 90% 以上的初始水通量。

## (二) 微滤和超滤设备

一台完整的微滤和超滤设备应包括料液槽、膜组件、泵、换热器和测量、控制部件等。其中关键部件是膜组件。膜是膜分离的关键,评价一种膜分离装置质量优劣的关键则在于膜性能的好坏。如不考虑分离过程,对膜的通常要求是:具有高的透水速率和选择性,能够抵抗化学破坏及具有较长的使用寿命等。这些特性是由膜的制造材料和制造工艺决定的。

### 1. 常见的微滤和超滤膜

膜的种类繁多,按膜原料来源可分为天然膜和合成膜;按结构可分为多孔膜和致密膜;按作用机理可分为吸附性膜、扩散性膜、离子交换膜、选择透性膜等。常见的有以下几种:

(1) 微孔膜(也称多孔膜)。微孔膜具有多孔性结构,孔道可以是倾斜或弯曲的。孔径依制备方法和材料而异,一般为  $0.05 \sim 20\mu\text{m}$ 。微孔膜多用于微滤,也用做复合膜的支撑层。

(2) 均质膜(也称致密膜)。均质膜是一层均匀的薄膜,具有类似于纤维的结构。当物质通过均质膜时,其透过速率主要受扩散速率的影响,一般渗透流率较低。目前均质膜用于微滤和超滤已较少见,而多用于其他膜分离过程如渗透汽化等。

(3) 不对称膜。不对称膜由两薄层组成,上面一层很薄,厚度为  $0.1 \sim 1\mu\text{m}$ ,称做表层或皮层,其孔径较小,起截留粒子的作用。下面一层较厚些,厚度为  $100 \sim 200\mu\text{m}$ 、孔径较大,称做支撑层,起增加膜的强度的作用,而本身无分离作用,对滤液流动的助力也很小,一般可忽略不计。因此,真正起分离作用的是皮层。由于它很薄,阻力小,所以有助于增加滤液的流量。它也是目前应用最广的膜之一。

(4) 复合膜。复合膜的结构与不对称膜相同,也是由两层薄层组成,只是不对称膜的皮层和支撑层是用同一种材料制成的,而复合膜的皮层和支撑层则是由不同材料制成的。它也是一类应用最广

的膜。

目前,广泛用于工业分离的膜,主要是由高分子材料制成的聚合物膜。用于制膜的高分子材料很多,如各种纤维素酯、脂肪族和芳香族聚酰胺、聚砜、聚丙烯腈、聚四氟乙烯、聚偏氟乙烯、硅胶等。其中纤维素酯膜系中的醋酸纤维素是研究最早的高分子材料,用它制成的膜具有滤液流量高、截留性能好的优点,但其耐 pH 的范围小,且不耐高温,又易被细菌和酶降解。尽管如此,醋酸纤维素膜目前仍在食品工业上被广泛应用。

此外,无机材料也可用于制造微滤和超滤膜。无机膜具有耐高压、高温、强酸、强碱的优良性能,使用寿命也长于有机膜,但其价格较高。

## 2. 几种膜组件的构型

(1) 平板式膜组件。这是最早使用的一种膜组件,其结构类似于板框压滤机,如图 7-29 所示。平板式膜组件要组装不同数量的膜,将膜固定或张紧在支撑材料上,支持物呈多孔结构。料液以低速 ( $0.5\text{m/s}$ ) 流过狭窄的沟道 ( $0.3\sim 0.5\text{mm}$ ) 内,与膜接触的路程约为  $150\text{mm}$  左右。相邻两膜间的距离很小,可看做是在层流下操作。该组件制造组装均比较简单,膜的更换、清洗与维修均较容易。在同一设备内可视需要组装不同数量的膜,因此不仅可以作为工业化装置,

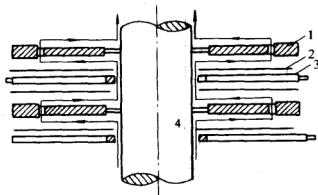


图 7-29 平板式膜组件的结构

1—隔离板 2—半透膜 3—膜支撑板 4—中央螺栓

也可以在同一设备上进行试验性研究。

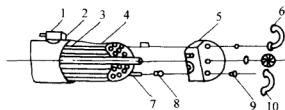


图 7-30 管式膜组件的结构

- 1—透过液出口 2—外罩 3—膜支撑管  
4—管子端面板 5—可拆端面板 6—浓缩液出口  
7—管膜 8—薄膜密封 9—O形垫圈 10—供液进口

(2) 管式膜组件。  
管式膜组件主要是把膜和支撑体均制成管状,二者装在一起,或直接把膜刮制在支撑管上,再将一定数量的管以一定方式联成一体而组成,其外形极类似列管式换热器,如图

7-30 所示。管式膜组件按膜附着在支撑管内侧和外侧而分为内压管式和外压管式组件。按管式组件中膜管的数量又可分为单管式和列管式两种。管式组件的优点是:流动状态好,流速易控制,适当控制流速可防止或减小浓差极化;安装、拆卸、换膜和维修均较方便。但与平板组件相比,单位体积内有效膜面积较少,所以导致设备体积较大、能耗较高。

(3) 中空纤维膜组件。中空纤维膜是一种自身支撑膜,实际上为一厚壁圆筒。纤维外径为  $50 \sim 200 \mu\text{m}$ ,内径为  $15 \sim 45 \mu\text{m}$ 。常将几万根中空纤维集束的开口端用环氧树脂粘接,装填在管状壳体内而成,如图 7-31 所示。中空纤维膜组件的主要特点是:膜组件能小型化。因无支撑体,所以具有极高的装填密度,一般为  $1.6 \times 10^4 \sim 3 \times 10^4 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ;由于管径小,易堵塞,使膜面污垢不易去除,因此对进料液要求严格的处理,且只能采用化学处理而不能进行机械清洗;该膜组件一旦损坏便无法更换。

(4) 螺旋式膜组件。这是平板膜组件的变形。由两张平板膜,中间夹以多孔支撑介质,与两种塑料隔离物一起,围绕中心管卷成。此管沿夹层一端与多孔材料相连接,将整个卷筒纳入圆形金属管内。管内加压的料液进入由塑料隔离物造成的空间内,流过膜表面,穿过膜经多孔支撑介质和中心管从系统排出。它是结构最为紧凑的一种膜组件,如图 7-32 所示。



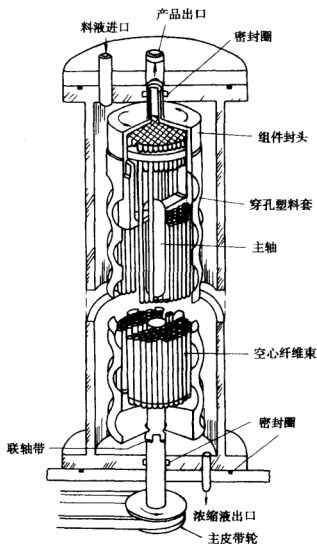


图 7-31 英国 Aere Harwell 公司的中空纤维膜组件(用于反渗透)

### (三) 微滤和超滤的基本工艺流程

工业上常见的微滤、超滤的基本流程有以下几种。

#### 1. 一级流程

(1) 一级一段连续式。如图 7-33 所示。料液一次经过膜组件,透过液和浓缩液分别被连续引出系统。此流程最为简单,能耗最少,但其水的回收率或浓缩液的溶质浓度不高。

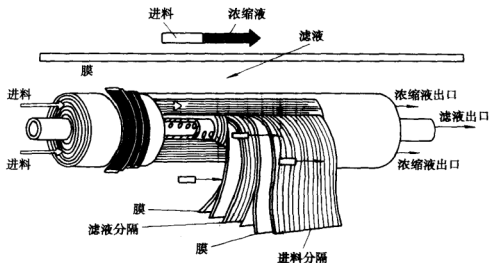


图 7-32 螺旋式膜组件的结构

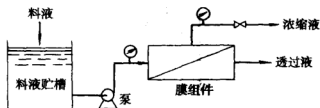


图 7-33 一级一段连续式

(2) 一级一段循环式。如图 7-34 所示。料液流经膜组件后，将部分浓缩液返回料槽中，与原有的料液混合后再次通过组件进行分离。这样虽然水的回收率有所提高，但由于浓缩液浓度比原料液高，所以透过的水质有所下降。

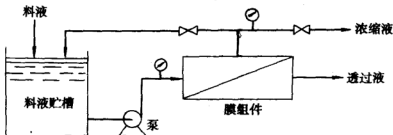


图 7-34 一级一段循环式

(3) 一级多段连续式。如图 7-35 所示。它是把前一段的浓缩液作为后一段的进料液,而各段的透过水连续排出。这种方式水的回收率高。浓缩液量逐段减少,且浓度增加。

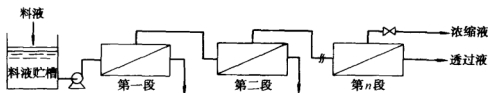


图 7-35 一级多段连续式

## 2. 多级流程

(1) 多级连续式。如图 7-36 所示,它是把上一级的透过水作为下一级的进料液。这种方式使出水水质大大提高,但水的回收率低。

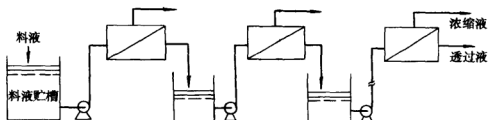


图 7-36 多级连续式

(2) 多级多段循环式。如图 7-37 所示,它是将上一级的透过液作为下一级的进料液,如此方式,直至最后一级透过液引出系统。而浓缩液从后级向前级返回并与前一级的料液混合后,再进行分离。

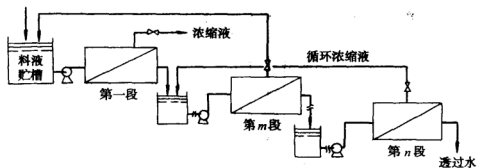


图 7-37 多级多段循环式

### 三、反 滲 透

### 1. 渗透压与反渗透

Diagram illustrating four states of osmosis across a semipermeable membrane (膜) separating two solutions with concentrations  $c_1, p_1$  and  $c_2, p_2$ .

- (1) 平衡 (Equilibrium):  $c_1 = c_2, p_1 = p_2$ ;  $\pi_1 = \pi_2, \mu_1 = \mu_2$
- (2) (正) 滲透 (Forward Osmosis):  $c_1 > c_2, p_1 = p_2$ ;  $\pi_1 > \pi_2, \mu_1 < \mu_2$
- (3) 滲透平衡 (Osmotic Equilibrium):  $c_1 > c_2, p_1 > p_2, \pi_1 > \pi_2$ ;  $\Delta p = \Delta \pi, \mu_1 = \mu_2$
- (4) 反滲透 (Reverse Osmosis):  $c_1 > c_2, p_1 > p_2, \pi_1 > \pi_2$ ;  $\Delta p > \Delta \pi, \mu_1 > \mu_2$

(1) 平衡。当膜两侧溶液的浓度和静压强相等时, 系统处于平衡状态。

(2) 渗透。假定膜两侧静压强相等, 由于  $c_1 > c_2$ , 所以  $\pi_1 > \pi_2$ , 这时溶剂将从稀溶液侧透过膜到浓溶液侧, 出现了以浓度差为推动力的渗透现象。

(3) 渗透平衡。如果两侧溶液的静压差等于两个溶液之间的渗透压, 则系统处于动态平衡。

(4) 反渗透。当膜两侧的静压差大于溶液的渗透压差时,溶剂将从浓度高的溶液侧透过膜流向浓度低的一侧,这就是反渗透现象。

因此,反渗透过程必须满足两个条件:

- (1) 有一种高选择性与高透水率的选择性膜;
- (2) 操作压强必须大于溶液的渗透压。

由此可知,反渗透的推动力为膜两侧的压差减去两侧溶液的渗透压差。

透压,即为  $\Delta p - \Delta \pi$

渗透压  $\pi$  与水分活度  $a_w$  间的关系为:

$$\pi V_m = -RT \ln a_w \quad (7-42)$$

式中  $V_m$ ——水的偏摩尔体积。

水分活度  $a_w$  可用下式计算:

$$a_w = \gamma_w x_w \quad (7-43)$$

式中  $\gamma_w$ ——水分活度系数;

$x_w$ ——水的摩尔分数。

若为理想溶液,则  $\gamma_w = 1$ 。对稀溶液有:

$$\ln x_w = \ln(1 - \sum x_{si}) \approx -\sum x_{si} = -\sum \rho_{si} V_m \quad (7-44)$$

式中  $x_{si}$ ——为溶质  $i$  的摩尔分数;

$\rho_{si}$ ——为溶质  $i$  的质量浓度。

代入式(7-42)得:

$$\pi = RT \sum \rho_{si} \quad (7-45)$$

此式为范霍夫(Van't Hoff)方程,它只适用于理想溶液,对实际溶液,可引入一校正因子  $\phi$ :

$$\pi = \phi RT \sum \rho_{si} \quad (7-46)$$

实际上,在等温条件下许多物质的水溶液的渗透压近似地与溶质的摩尔分数成正比:

$$\pi = p_B x_{si}$$

表 7-6 列出了 25℃ 下一些物质的水溶液的  $p_B$  值。

表 7-6 25℃ 下某些水溶液的  $p_B$  值

溶质	$p_B/\text{Pa}$	溶质	$p_B/\text{Pa}$
尿素	13.7	NaCl	25.8
NH <sub>4</sub> Cl	25.1	Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub>	37.0
Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	25.0	蔗糖	14.4
CaCl <sub>2</sub>	37.3	KCl	25.4
甘油	14.3	Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub>	34.5
KNO <sub>3</sub>	24.0	MgCl <sub>2</sub>	37.5

表 7-7 为食品工业上常见溶液的渗透压。食品工业中常见的溶液都同时含有多种溶质,在很多场合,我们可以根据溶液的主要成分(如糖)来计算渗透压。

表 7-7 食品工业上常见溶液的渗透压(25℃)

溶 质	浓度/(g/L)	浓度/(mmol/L)	渗透压/kPa
NaCl	35	600	2 774.1
NaCl	1	17.1	78.6
NaHCO <sub>3</sub>	1	11.9	88.3
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	1	7.05	41.4
MgSO <sub>4</sub>	1	8.31	24.8
MgCl <sub>2</sub>	1	10.5	66.9
CaCl <sub>2</sub>	1	9.0	57.2
蔗糖	1	2.92	7.2
葡萄糖	1	5.55	13.8

## 2. 反渗透与微滤、超滤的比较

微滤、超滤和反渗透都是以压差为推动力的膜分离过程。它们可分离从固体小粒子直到小分子这样的宽广范围。表 7-8 对这三种膜分离方法做了比较。

表 7-8 微滤、超滤和反渗透的比较

项 目	微 滤	超 滤	反 渗 透
分离物质	粒径大于 0.1 $\mu$ m 的粒子	相对分子质量大于 500 的分子	相对分子质量小于 500 的分子
分离机理	筛分	筛分	扩散
膜的结构	多孔膜、不对称膜、复合膜	不对称膜、复合膜	不对称膜、复合膜
压差范围/MPa	0.01~0.2	0.1~0.5	2~10
水通量/L $\cdot$ (m <sup>2</sup> ·h) <sup>-1</sup>	约 1 000	20~200	4~10

对表 7-8 的几点说明:

(1) 微滤和超滤之间没有很明确的界限,一般认为孔径在  $0.1\mu\text{m}$  左右可视为这两种膜分离操作的分界。

(2) 理论上,反渗透可分离相对分子质量大于 18 的所有分子,切割相对分子质量可视做 18,习惯上常把 100~200 作为反渗透和超滤的切割相对分子质量的分界。

(3) 近年来,把切割相对分子质量为 50~1 000 范围内的膜分离称为纳米滤(Nanofiltration),实际上它介于超滤和反渗透之间。

## (二) 反渗透过程中膜的传质机理

对于膜选择性透过的传质机理,目前仍未完全弄清楚。实验研究结果表明,在超滤上,膜微孔起着重要的作用,但在反渗透上,微孔又不是绝对的决定性因素。由此可见,膜内流动绝不是单纯属于一般毛细管内层流的机理。通常膜传质机理有下述两种模型:

### 1. 优先吸附-毛细孔流模型

该理论模型如图 7-39 所示:当水溶液与高分子多孔膜接触时,膜优先吸附水分子,而排斥溶质或盐分子。那么在膜与溶液界面附近的溶质浓度会急剧下降,在界面上就会形成一层被膜吸附的纯水层。纯水层中的水在压差作用下从膜表面经毛细管流出,成为滤液。根据这一理论,当膜表面有效孔径等于或小于纯水层厚度  $t$  的 2 倍时透过的是纯水,大于 2 倍则溶质也将通过膜。因此,当膜的毛细孔径为  $2t$  时,具有最大的纯水渗透率,这一孔径称为临界孔径。水经过毛细管的流动可以认为是黏滞性流动,可用哈根-泊稷叶方程来确定半透膜的透水速率。

优先吸附-毛细孔流模型在一定程度上能够反映膜分离过程,为膜材料的选择与膜的制备提供了理论指导,即膜材料要对水有选择性吸附,对溶质要有选择性排斥,膜的活性层应含有尽可能多的有效孔径为  $2t$  的细孔。

### 2. 溶解-扩散模型

溶解-扩散模型是另一个描述膜内传递的模型。溶剂和溶质透

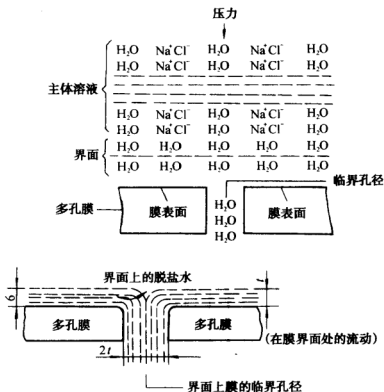


图 7-39 优先吸附-毛细孔流模型

过膜的过程分三步：

- (1) 渗透物在膜的料液侧表面处吸附与溶解。
- (2) 渗透物在化学位差的推动下靠分子扩散通过膜。

(3) 渗透物在膜的透过液侧表面解吸。因为水和溶质虽都能溶于膜中,但溶解度不同,扩散速率也不相同,这样就能达到分离。这种溶解-扩散模型似能合理解释反渗透膜对溶液中不同成分的选择性。但该理论忽略了膜结构对传递过程的重要影响,也不能解释某些对水具有高吸附性的膜材料其透水性却很低的现象。

### (三) 反渗透设备

#### 1. 反渗透膜

反渗透膜材料与超滤膜材料相似,几乎全为有机高分子物质。醋酸纤维素是开发最早的膜材料,用它制成的反渗透膜的溶质脱除



性有以下规律:

- (1) 离子电荷越大,脱除越容易。
- (2) 对碱金属的卤化物,元素位置越在周期表下方,脱除越不容易。无机酸则相反。
- (3) 硝酸盐、高氯酸盐、氰化物、硫氰酸盐与氯化物、铵盐、钠盐均不易脱除。
- (4) 许多低相对分子质量非电解质,包括某些气体溶液、弱酸和有机分子不易脱除。
- (5) 对有机物的脱除作用次序为:醛>醇>胺>酸。同系物的脱除率随其相对分子质量的增加而增大,异构体的次序为:叔>异>仲>伯。
- (6) 对相对分子质量大于 150 的组分一般均能很好地脱除。
- (7) 温度的升高可使渗透通量增加,25℃时每升高 1℃,渗透通量增加约 3%。

除醋酸纤维素外,聚酰胺、芳香酰胺等也是常用的反渗透膜材料。但超滤膜常用的聚砜和无机材料则少用于反渗透。

## 2. 反渗透透设备与操作

反渗透膜组件的结构与超滤膜组件的结构相同,也有平板式、管式、中空纤维式和螺旋式四种。目前应用最广的是中空纤维式和螺旋式膜组件。因为反渗透的渗透通量一般较低,需较大的膜面积实现,故采用这两种膜组件而不致使设备的体积过分庞大。

反渗透的操作方式也与超滤大致相同。不过,由于反渗透所用的压差比超滤大得多,故反渗透设备中高压泵的配置十分重要。

反渗透操作对原料液有一定的要求。为了保护反渗透膜,料液中的微小粒子必须预先除去。因此常用微滤或超滤作为反渗透前的预处理工序。

## 四、电 渗 析

### (一) 电渗析的基本原理

电渗析是在外电场的作用下,利用离子交换膜对离子具有的不

同的选择透过性而使溶液中的阴、阳离子与其溶剂分离。溶液的导电是依靠离子迁移来实现的,其导电性取决于溶液中的离子浓度和离子绝对速度。离子浓度越高、离子的绝对速度越大,则溶液的导电性越强,即溶液的电阻率越小。当水中有杂质(如盐类离子)存在时,其电阻率就比纯水小,即导电性强。电渗析正是利用含离子的溶液在通电时发生离子迁移这一特点。

图 7-40 为电渗析的简单原理图。当原液用电渗析器进行脱盐时,将电渗析接以电源,水溶液则导电,水中离子即在电场作用下发生迁移,阳离子向负极移动,阴离子向正极移动。由于电渗析器两极间交替排列多组的阳、阴离子交换膜,两种膜在电场作用下显示出电性。阳离子交换膜(简称阳膜)显示出强烈的负电场,溶液中的阴离子受排斥,阳离子则被膜吸引,并在外电场作用下向负极方向传递交换而透过阳离子交换膜。相反,阴离子交换膜(简称阴膜)显示出强烈的正电场,溶液中阳离子受排斥,阴离子被膜吸引并在外电场作用下向正极方向传递交换,同时透过阴离子交换膜。这样就形成了淡水(稀溶液)室的去离子区域和浓水(浓溶液)室的聚离子区域,靠近

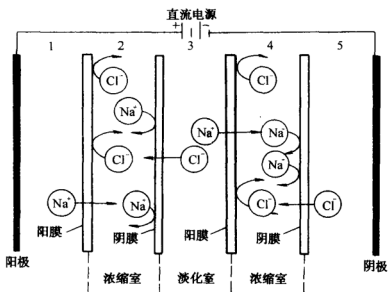


图 7-40 电渗析过程示意图

电极附近则称为极水室。在电渗析器内,淡水室与浓水室多组交替排列,经过淡水室并从中引出的即为脱盐水(淡化水)。

因此可知,电渗析脱除溶液中的离子以下列两个基本条件为依据:

(1) 直流电场的作用使溶液中阴、阳离子做定向运动,阳离子向阴极方向移动,阴离子向阳极方向移动。

(2) 离子交换膜的选择性透过,使溶液中的离子做反离子迁移。

## (二) 离子交换膜及其选择透过机理

### 1. 离子交换膜

离子交换膜是一种由具有离子交换性能的高分子材料制成的薄膜。它对阳、阴离子具有选择透过性,其根本原因在于膜中能解离的离子基团不同。对离子交换膜的要求是:

(1) 要有良好的离子选择透过性,因制造工艺的限制此性能通常在 90% 以上,最高可达 99%。

(2) 膜电阻应小于溶液电阻,若膜电阻太大,由膜本身引起的电压降将相当大,从而会减小电流密度而降低电渗析效率。

(3) 要具有足够的化学稳定性和较好的机械强度。

(4) 要具有适当的孔隙度,一般要求孔隙度为  $0.5 \sim 1 \mu\text{m}$ 。

离子交换膜按膜机能可分为:

(1) 阳离子交换膜。含有酸性活性基团,按其酸性强弱分为强酸性、中等酸性和弱酸性三种。

(2) 阴离子交换膜。含有碱性活性基团,按其碱性强弱有强碱性与弱碱性两种。

(3) 特种离子交换膜。它们是正、负离子活性基团在一张膜内均匀分布的两性离子交换膜;带正电荷与带负电荷的膜两张贴在一起的复合离子交换膜;部分正电荷与部分负电荷并列存在于膜厚度方向的镶嵌离子交换膜;在阳膜或阴膜表面上再涂上一层阳离子或阴离子交换膜的表面涂层膜,以及螯合离子交换膜等。这些膜大多数还处于研究阶段。

(4) 无机离子交换膜。无机离子交换膜是为克服有机离子交换膜在高温下易分解,遇氧化剂或强腐蚀剂时不稳定的缺点而开发的。其热稳定性与抗氧化性能均较好,且成本低廉。

(5) 耐酸、碱型离子交换膜。如各种含氟材料的离子交换膜能忍耐多种无机强酸的腐蚀,还具有耐氧化、耐高温、机械强度高等特点,可作为电解隔膜。

按膜结构可分为:

(1) 均相离子交换膜。它通常是指在高分子基膜上直接接上活性基团,或用含活性基团的高分子树脂溶液直接制得的膜。其化学结构均匀,孔隙小,膜电阻小,电化学性能好。但制作复杂,机械强度较低。

(2) 非均相离子交换膜。它是直接由粉末状的离子交换树脂(250目)加入黏合剂而制成的。其化学结构不均匀,膜电阻较大,选择透过性较差。但制作容易,机械强度较高,价格也较低。

(3) 半均相离子交换膜。将离子交换树脂与黏合剂同溶于溶剂中再成膜,但活性基团与高分子支持物不形成化学结合。其外观、结构与性能都介于非均相膜与均相膜之间。

## 2. 离子交换膜的选择透过机理

关于膜的选择透过性机理,一般用双电层理论和 Donnan 膜平衡理论来解释。

(1) 双电层理论。离子交换膜是一种高聚物电解质薄膜,通常使用的有磺酸型阳离子交换膜与季铵型阴离子交换膜。

以磺酸型阳膜为例:其活性基团为 $-\text{SO}_3\text{H}$ ,解离后, $\text{H}^+$ 进入溶液,膜表面即带负电荷,这时膜对阳离子有吸引力,对阴离子则排斥。

对季铵型阴膜,其活性基团为 $-\text{N}(\text{CH}_3)_3\text{OH}$ ,进入溶液的离子为 $\text{OH}^-$ ,膜表面带正电,对溶液中的阴离子具有吸引力,对阳离子则排斥。

双电层理论最先由 Sollner 于 1949 年提出,以此对膜现象进行解释。以阳膜为例,膜中的活性基团在电离之后带有电荷,在固定基团( $\text{R}-\text{SO}_3^-$ )附近与电解质溶液中带相反电荷的离子( $\text{H}^+$ )形成双电层,固定基团形成足够强烈的负电场,使膜外溶液中带正电荷的离子易被引入膜孔隙而透过阳膜,而排斥带负电荷的离子使之不能透过阳膜。这就是阳膜对正离子具有的选择透过性。

阴离子交换膜的情况恰与之相反。可以推断,膜中活性基团数越多,膜对反离子的吸引力就越强,膜的选择性就越高。

(2) Donnan 膜平衡理论。Donnan 膜平衡理论早期用于解释离子交换树脂与电解质溶液间的平衡,借此理论同样能解释离子交换膜与溶液间的离子平衡。

根据膜平衡理论,当达到平衡时,某离子在膜内的化学位与它在溶液中的化学势相等,此即 Donnan 膜平衡。

由于活性基团的解离,使膜内活性基团带电,吸引了溶液中的反离子,这些离子在膜内的浓度大于它在溶液中的浓度,而同离子在膜内的浓度则小于它在溶液中的浓度。这就产生了选择性。

### 3. 电渗析中的传递过程

在电渗析分离作用中,反离子迁移是其主要传递过程,即使是盐水淡化所必须的传递过程。但电渗析中还存在下述一些不需要且有害的传递过程:

(1) 同离子迁移。它是与离子交换膜上固定离子电荷相同的离子通过膜的传递。实际上,膜上带电基团的相斥作用并不能完全阻止同离子的透过,浓缩室中的阴阳离子在电场的作用下也会分别穿向阳膜与阴膜进入淡化室。

(2) 电解质的渗析。又称浓差扩散,是由于浓度差的存在使电解质能从浓缩室扩散至两侧的淡化室。

(3) 水的渗透。淡化室中的水由于渗透压的作用向浓缩室渗透。

(4) 水的水合迁移。由于离子的水合作用,在反离子迁移与同离子迁移的同时都会携带一定数量的水分子一起迁移。

(5) 压差渗漏。当膜的两侧存在压差时,溶液将由压强大的一侧向压强小的一侧渗漏。

(6) 水的电渗析。发生浓差极化时水电离产生的  $H^+$  和  $OH^-$  也会通过膜。

这些传递过程均会使电渗析的效率降低,能量消耗增大,所以应尽量减少。

## (三) 电渗析装置及操作流程

### 1. 电渗析器的结构

电渗析器主要由离子交换膜、隔板、电极和夹紧装置等组成,整

体结构与板式热交换器相似(如图 7-41)。电渗析器两端为端框,每框固定有电极和用以引入和排出浓液、淡液电极冲洗液的孔道。端框较厚,坚固,便于加压夹紧。电极内表面呈凹入,当与交换膜贴紧时即形成电极冲洗室。相邻两膜间有隔板,隔板边缘有垫片。当交换膜与隔板夹紧时即形成溶液隔室。将隔板、交换膜、垫片及端框上的孔对准后即形成不同溶液的供料孔道。

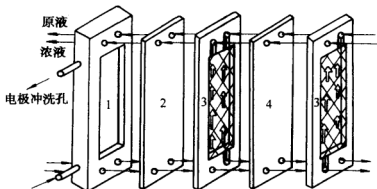


图 7-41 电渗析器结构示意图

1—电极 2—阳离子交换膜 3—隔板 4—阴离子交换膜

## 2. 电渗析的操作方式

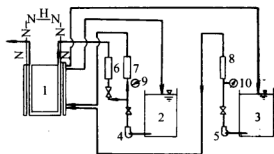


图 7-42 间歇式电渗析系统

1—电渗析器 2—浓水循环箱 3—淡水循环箱  
4—浓水泵 5—淡水泵 6—极水流量计  
7—浓水流量计 8—淡水流量计 9—浓水压力表  
10—淡水压力表

(1) 间歇操作。如图 7-42 所示为间歇式电渗析系统。将料液一次性加入两循环箱中,开始操作,使浓室和淡室排出的物料分别流入两循环箱中,反复循环直至产品浓度符合要求。间歇操作适用于小批量生产,比较灵活,除盐率高。但生产能力相对较低。

(2) 连续操作。如图 7-43 所示,又分为单级连续操作[7-43(1)]和多级连续操作[7-43(2)]。单级连续操作中,由于一般淡室产品的流量大于浓室产品的流量,故应将料液大部分引入淡液槽,小部分引入浓液槽,两者的流量比与浓缩比相对应,两种产品也分别循环;多级连续操作是将若干个单级连续操作串联而成的。串联后因淡室流量大,可以不循环,浓室应循环。连续操作的生产能力高,提高了产品纯度。

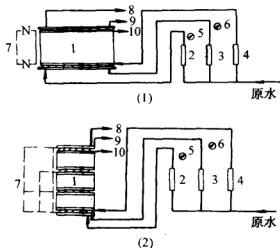


图 7-43 连续式电渗析系统

- 1—电渗析器 2—淡水流量计 3—浓水流量计  
4—极水流量计 5—淡水压强表 6—浓水压力表  
7—整流器 8—淡水出口 9—浓水排出口  
10—极水排出口

## 五、膜分离在食品工业上的应用

### (一) 膜分离在乳品工业中的应用

利用膜分离对食品组分进行浓缩与提纯能够保留食品原有的风味物质,再加上膜分离过程无相变,无需加热,能耗低,物料在通过膜的迁移过程中无性质改变等特点,目前已广泛应用于乳品工业生产中。

在奶酪生产中,需往原料乳中加入凝乳酶或酸化剂,使牛乳发生沉淀而分离出奶酪。此过程中会产生大量的副产品乳清,其含有原乳中几乎全部的乳糖、20%的乳蛋白及大多数的维生素与矿物质。多年来,人们一直把乳清作为饲料或排入下水道,不但造成了很大的浪费,同时也带来较严重的污水处理负担。目前超滤法制取乳清粉

已被广泛应用。如图 7-44 为超滤乳清粉的工艺流程。超滤步骤的引入可从乳清中分离出低分子的水、盐和乳糖,改善了浓缩物中蛋白质、乳糖、盐的比例,使乳清粉的质量比采用真空浓缩和喷雾干燥制得的有较为明显的改善和提高。

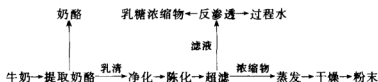


图 7-44 利用超滤的乳清粉生产工艺流程

此外,采用管式反渗透膜组件可将牛乳中的固形物含量从原来的 8.8% 提高到 22%,而固形物的透过率只有 0.15%~0.2%,损失率很小;采用超滤则可以得到蛋白质含量高达 80% 的脱脂浓乳。

## (二) 膜分离在果汁生产中的应用

以普通蒸发法浓缩的果汁,在蒸发过程中,原果汁中所含的水溶性芳香物质及维生素等几乎全部被破坏或损失。而当采用管式反渗透组件在 10MPa 的操作压强下处理橘子或苹果等果汁,可得到固形物损失率小于 1% 的浓缩果汁(浓度达 40%),其芳香物及维生素得到了很好的保存。

许多研究表明,反渗透主要用于果汁预冷缩,而不能完全替代蒸发浓缩;超滤则主要用于果汁的澄清,特别是苹果汁的澄清。采用 Abcor 25.4mm 的单管式超滤组件,对脱酸 25% 的果汁,在 50℃ 下可获得 3m<sup>2</sup>/d 的膜透水速率。超滤得到的果汁,浊度为 0.4~0.6NTU,而常规的澄清只能得到浊度为 1.5~3.0NTU 的果汁。由于超滤后果汁中的细菌、霉菌、酵母和果胶被除去,所以超滤的果汁具有较长的货架寿命。超滤的果汁得率为 96%~98%,且超滤加工时间短。

## (三) 膜分离在其他食品工业中的应用

(1) 在淀粉生产过程中会产生大量的废水,其中含有许多可利用的物质,尤其是蛋白质。若直接排放这些废水,一方面是蛋白资源的损失,另一方面则造成环境污染。所以可采用膜分离技术进行蛋



白质的回收。

(2) 许多试验表明,用反渗透法对含糖废液进行处理,糖的分离率较高,回收率也高。在制糖工业中还可以利用膜分离进行糖汁或糖液的净化及浓缩、脱盐、去除低分子不纯物。

(3) 采用超滤方法可有效地去除酒中的酵母菌、杂菌及胶体等,采用反渗透法可以除去酒中的小分子沉淀物,改善酒的澄清度,并获得更好的保存性。

## 练 习 题

1. 试估算固形物含量为 30% 的番茄酱在常压和 95 976Pa (720mmHg)真空度下蒸发时的沸点升高。番茄酱的沸点升高数据可参考糖溶液。忽略由静压引起的沸点升高。大气压强取 101 308 Pa。

2. 若上题中番茄酱在器内的深度为 4m,则沸点升高各为多少? 计算时番茄酱的密度可近似取为  $1\,000\text{kg/m}^3$ 。

3. 在单效真空蒸发器内,每小时将 1 500kg 牛奶从浓度 15% 浓缩到 50%。已知进料的平均比热容为  $3.90\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ,温度  $30^\circ\text{C}$ ,加热蒸汽表压为  $10^5\text{Pa}$ ,出料温度为  $60^\circ\text{C}$ ,蒸发器传热系数为  $1\,160\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,热损失为 5%。试求:(1)蒸发水量和成品量;(2)加热蒸汽消耗量;(3)蒸发器传热面积。

4. 为取得设计数据,对生产用的某糖类真空蒸发器的传热系数进行实际测定。原料液的平均浓度为 50%,相对密度为  $1\,220\text{kg}/\text{m}^3$ 。加热蒸汽的压强为  $2\times 10^5\text{Pa}$ ,分离室的真空度为 7 998Pa (60mmHg)。试验时,器内的液层深度为 2.8m,原料经预热至沸点进料,经 3h 试验后得蒸发水分量为  $2.7\times 10^4\text{kg}$ 。已知蒸发器传热面积为  $100\text{m}^2$ ,假定热损失为总传热量的 20%,试求传热系数。

5. 在双效顺流蒸发器中浓缩脱脂牛奶。进奶固体含量为 10%,温度为  $55^\circ\text{C}$ 。第一效中沸点为  $77^\circ\text{C}$ ,第二效中沸点为  $68.5^\circ\text{C}$ ,末效排出浓奶的固体含量为 30%。假定固形物的比热容为  $2\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。试估算离开第一效的牛奶的固体含量。(提示:以 100kg

进料为基准,做第二效的热量衡算,沸点升高可忽略)。

6. 在双效顺流蒸发设备内蒸发  $1\text{t/h}$ , 浓度为  $10\%$  的某溶液。溶液浓度在第一效内为  $15\%$ , 在第二效内为  $30\%$ 。第一效内沸点为  $108^\circ\text{C}$ , 第二效内为  $75^\circ\text{C}$ 。第二效二次蒸汽的绝对压强为  $30\text{kPa}$ , 问料液由第一效进入第二效时自蒸发的水分量是多少? 此水分量占总水分蒸发量的百分之几? 假设  $15\%$  溶液的比热容为  $3.559\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

7. 用双效顺流蒸发生产某热敏食品。加热蒸汽温度为  $110^\circ\text{C}$ , 冷凝器的冷凝温度为  $40^\circ\text{C}$ 。一切温差损失可忽略不计, 且规定料液最高允许温度为  $60^\circ\text{C}$ 。假定两效的传热系数相等, 试估计两效传热面积之比。(可设等蒸发量分布及  $1\text{kg}$  蒸汽可蒸发  $1\text{kg}$  水)。

8. 试设计计算一双效逆流蒸发器以浓缩番茄汁。要求浓度从  $4.25\%$  浓缩到  $28\%$ 。原料被预热至最高温度  $60^\circ\text{C}$  后进料。原料处理量为每天  $100\text{t}$  (每天按  $20\text{h}$  计), 所用的加热蒸汽压强为  $120\text{kPa}$  (绝压), 冷凝器的真空度选用  $93\,310\text{Pa}$  ( $700\text{mmHg}$ )。第一效用强制循环, 传热系数为  $1\,800\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。第二效用自然循环, 传热系数为  $900\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。试计算蒸发量、加热蒸汽消耗量和传热面积。(忽略热损失, 比热容中可忽略固形物比热容。)

## 第八章 物 料 干 燥

### 基础理论和知识

湿度、相对湿度、湿基含水率、干基含水率、结合水分、非结合水分、恒速干燥、降速干燥、热风干燥、喷雾干燥、冷冻干燥等概念。

### 基本技能及要求

1. 熟练地掌握各种干燥过程中干燥介质性质的变化、物料水分的表示方法以及相关的物料、能量的计算技能。
2. 了解不同干燥形式的特点、流程和设备。

## 第一节 概 述

### 一、去湿方法和干燥过程

#### (一) 去湿方法

食品工业中,常常需要从湿固体原料、半成品和成品中除去水分,这种操作称为“去湿”。去湿的方法通常有三类:

##### 1. 机械去湿法

通过过滤、压榨、离心分离等方法去除物料中的水分,适用于物料含水较多的情况。这是一种能耗较低的去湿方法,但水分的去除有一定限度。

##### 2. 吸附去湿法

用吸湿性物料如石灰、无水氯化钙、硅胶等进行吸附去湿。这种方法因费用高,只适用于少量水分去除或用于除去气体中水分。

##### 3. 热能去湿法

利用热能使物料中的水分汽化并将产生的蒸汽排除的方法,通常称为干燥。

此外,含有固体溶质的溶液可借助蒸发、结晶的方法除去溶剂以获

得固体产物。在食品工业中,为了使去湿操作经济而有效,经常先用过滤、离心分离和蒸发等方法除去物料中的大部分水分,然后再进行干燥。

## (二) 常用干燥方式

干燥是食品工业应用最广的单元操作之一。对于干燥操作,物料中的水分汽化需要热量,按照热能供给湿物料的方式,干燥过程可以分为:

### 1. 对流干燥(热风干燥)

使干燥介质直接与湿物料接触,热能以对流方式传给物料,同时,产生的水蒸气被干燥介质所带走。干燥介质通常为热空气,因热空气的温度容易调节,物料不至于被过热。一般热风干燥多在常压下进行,这种干燥方式在粮油、乳品工业中应用很广泛。

### 2. 传导干燥

热能通过传热壁面以传导方式进入物料,使湿物料中水分汽化。它可以在常压下进行,也可以在真空条件下进行。

### 3. 红外辐射干燥

红外辐射器产生的辐射能以电磁波形式到达物料表面,被湿物料吸收并重新转化为热能,从而使其中水分汽化。此种干燥方式多在焙烤食品、肉制品加工中应用。

### 4. 介电加热干燥(微波干燥)

将所要干燥的物料置于高频电场中,使湿物料中极性水分子在电场的高频交变作用下,发生剧烈旋转而产生类似摩擦的热效应,从而使物料加热干燥。

### 5. 冷冻干燥

物料冷冻后,其中水分被冻成冰,然后将物料置于真空状态中,使冰直接升华为水气而除去水分。冷冻干燥又称真空冷冻干燥,冷冻升华干燥等。利用冷冻干燥可以较好地保持食品的品质。

在上述几种干燥方式中,食品工业中应用最普遍的是对流干燥。本章主要讨论以热空气为介质去除水分的对流干燥。此外,冷冻干燥由于其在食品加工中的重要性和操作上的特殊性,也越来越受到重视,本章也将加以简单介绍。

## 二、干燥过程的特点

干燥过程的本质是被除去的水分从被干燥物料中转移到干燥介质中。在对流干燥过程中,热空气将热能以对流方式传给物料表面,再由表面传到物料内部,是一个传热过程;水分由物料内部通过扩散等作用到达物料表面,而后,汽化并扩散到热空气中,是一个传质过程。因此,干燥过程是传热和传质并存的过程,两者相互影响又相互制约。

干燥过程得以进行的条件是水分在物料表面的蒸汽压必须大于周围热空气中的水蒸气分压。为此,干燥介质需及时将汽化水分带走,使物料内部的水分得以继续向表面移动。

## 第二节 湿空气的性质及湿度图

作为干燥介质的热空气是干空气和水蒸气的混合物,称为湿空气。湿空气在干燥过程中既是载热体,又是载湿体。其各项状态参数随着过程的进行要发生一定的变化。因此,在研究干燥过程之前,首先应对湿空气的各种物理性质及状态参数做一基本了解。因为干燥操作的总压强较低,在下述内容中,湿空气可视为理想气体。

### 一、湿空气的性质

#### (一) 湿空气中水蒸气含量的表示方法

常用的水蒸气含量的表示方法有三种:

##### 1. 水蒸气分压 $p_v$

湿空气中,水蒸气分压越大,水分含量就越高。根据道尔顿分压定律,湿空气的总压强  $p$  与水蒸气分压  $p_v$  及干空气的分压  $p_a$  有如下关系:

$$p = p_v + p_a \quad (8-1)$$

$$\frac{n_v}{n_a} = \frac{p_v}{p_a} = \frac{p_v}{p - p_v} \quad (8-2)$$

式中  $n_v$ ——湿空气中水蒸气的物质的量, kmol;

$n_a$ ——湿空气中干空气的物质的量, kmol。

## 2. 湿度 $X$

单位质量干空气中所含水蒸气的数量, 称为空气的湿含量或绝对湿度, 其单位为 kg 水蒸气/kg 干空气, 表示符号为  $X$ 。选取干空气的质量作为基准是为了计算方便, 因为在干燥过程中干空气的量不变, 只有空气中水蒸气的量在变。

$$\begin{aligned} X &= \frac{\text{kg 水蒸气}}{\text{kg 干空气}} = \frac{n_v}{n_a} \times \frac{M_v}{M_a} \\ &= \frac{p_v}{p - p_v} \times \frac{M_v}{M_a} \end{aligned} \quad (8-3)$$

式中  $M_v$ ——水蒸气的相对分子质量,  $M_v \approx 18 \text{ kg/kmol}$

$M_a$ ——干空气的相对分子质量,  $M_a \approx 29 \text{ kg/kmol}$

将相对分子质量的准确值代入式(8-3)中, 得:

$$X = 0.622 \cdot \frac{p_v}{p - p_v} \quad (8-4)$$

例 8-1 已知湿空气的水蒸气分压为 23.15 kPa, 总压为 101.3 kPa, 求其湿度。

解: 按式(8-4)

$$\begin{aligned} X &= 0.622 \times \frac{23.15}{101.3 - 23.15} \\ &= 0.184 (\text{kg 水蒸气/kg 干空气}) \end{aligned}$$

## 3. 相对湿度 $\varphi$

湿空气中水蒸气分压  $p_v$  与同湿度下水的饱和蒸汽压  $p_s$  之比, 称为湿空气的相对湿度, 其数值常以百分数表示, 表示符号为  $\varphi$ 。

$$\varphi = \frac{p_v}{p_s} \times 100\% \quad (8-5)$$

当湿空气的相对湿度  $\varphi = 100\%$  时, 即表示湿空气中的水蒸气分压已达到饱和蒸汽压, 这时的湿空气已不能再接受水蒸气, 也就不能再用作干燥介质。此状态的湿空气称为饱和湿空气。所以, 相对湿度的大小, 是衡量湿空气饱和程度的一个参数。显然, 只有  $p_v < p_s$  时, 湿空气才能接受从湿物料汽化的水分。

将式(8-5)代入式(8-4),得:

$$X = 0.622 \cdot \frac{\varphi p_s}{p - \varphi p_s} \quad (8-6)$$

空气饱和时的湿度

$$X_s = 0.622 \cdot \frac{p_s}{p - p_s} \quad (8-7)$$

例 8-2 湿空气中水蒸气分压为 2.335kPa,总压为 101.3kPa,求湿空气温度  $t = 20^\circ\text{C}$  时的相对湿度  $\varphi$ 。若湿空气加热到  $50^\circ\text{C}$  时,求此时的  $\varphi$ 。

解: (1) 查表得  $t = 20^\circ\text{C}$  时,水的饱和蒸汽压为  $p_s = 2.335\text{kPa}$ 。

$$\varphi = \frac{p_v}{p_s} \times 100\% = \frac{2.335}{2.335} \times 100\% = 100\%$$

即湿空气已被水蒸气饱和,不能再用做干燥介质。

(2) 查表得  $t = 50^\circ\text{C}$  时,  $p_s = 12.34\text{kPa}$

$$\varphi = \frac{p_v}{p_s} \times 100\% = \frac{2.335}{12.34} \times 100\% = 18.92\%$$

计算表明,当湿空气温度升高后,  $\varphi$  值减小,又可用做干燥介质。

(二) 湿空气的比焓  $h$  和湿比热容  $c_H$ 、湿比体积  $v_H$

1. 湿空气的比焓  $h$ 。

湿空气的比焓是一个相对值,需取基准温度作为计算基准,一般以  $0^\circ\text{C}$  作为起点。同时,为计算方便,规定以 1kg 干空气作为计算基准。则湿空气的比焓等于干空气的比焓与其中所带水蒸气的比焓之和。

$$h = h_a + Xh_v \quad (8-8)$$

式中  $h$ ——湿空气的比焓, kJ/kg 干空气;

$h_a$ ——干空气的比焓, kJ/kg 干空气;

$h_v$ ——湿空气中水蒸气的比焓, kJ/kg 水蒸气。

$$h_a = c_a(t - 0) = c_a t \quad (8-9)$$

$$h_v = L_v + c_v(t - 0) = L_v + c_v t \quad (8-10)$$

式中  $c_a$ ——干空气的比热容,  $c_a = 1.01\text{kJ}/(\text{kg 干空气} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$c_v$ ——水蒸气的比热容,  $c_v = 1.88\text{kJ}/(\text{kg 水蒸气} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$L_V$ ——水在  $0^\circ\text{C}$  时的汽化潜热,  $L_V = 2492\text{kJ/kg}$  水蒸气;

$t$ ——湿空气的温度,  $^\circ\text{C}$ 。

将式(8-9)和式(8-10)及相应数值代入式(8-8)中,得:

$$\begin{aligned}h &= c_a t + X(L_V + c_v T) \\&= (c_a + c_v X) \cdot T + L_V \cdot X \\&= (1.01 + 1.88X)t + 2492X\end{aligned}\quad (8-11)$$

## 2. 湿空气的比热容 $c_H$

简称为湿比热,表示单位质量干空气及所带  $H\text{ kg}$  水蒸气温度升高  $1^\circ\text{C}$  ( $\text{K}$ ) 所需的热量。单位为  $\text{kJ}/(\text{kg 干空气} \cdot ^\circ\text{C})$ , 表示符号为  $c_H$ 。

$$c_H = c_a + c_v X = 1.01 + 1.88X \quad (8-12)$$

## 3. 湿空气的比体积 $v_H$

简称为湿比体积,表示含有单位质量干空气的湿空气所具有的体积,等于  $1\text{kg}$  干空气和所带  $X\text{ kg}$  水蒸气的体积之和。单位为  $\text{m}^3$  湿空气/ $\text{kg}$  干空气,表示符号为  $v_H$ 。

$$v_H = v_a + v_v X \quad (8-13)$$

式中  $v_a$ ——干空气的比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$  干空气;

$v_v$ ——水蒸气的比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$  水蒸气。

根据理想气体状态方程,在  $0.1\text{MPa}$  下,干空气和水蒸气的比体积分别为:

$$\begin{aligned}v_a &= \frac{22.4}{29} \times \frac{273+t}{273} = 0.773 \frac{273+t}{273} \\v_v &= \frac{22.4}{18} \times \frac{273+t}{273} = 1.244 \frac{273+t}{273}\end{aligned}$$

代入式(8-13)中,得:

$$v_H = (0.773 + 1.244X) \frac{273+t}{273} \quad (8-14)$$

## (三) 湿空气的温度

### 1. 干球温度 $t$

用普通温度计测得的湿空气的真实温度,称为该湿空气的干球温度,即通常所指的湿空气的温度。表示符号为  $t$ 。

### 2. 湿球温度 $t_M$



将普通温度计的感温球用湿纱布包裹,并将纱布下端浸在水中以使纱布保持足够湿润,而后将其置于温度为  $t$ , 湿度为  $X$  的不饱和湿空气流中,则温度计的读数保持稳定时的温度称为湿空气的湿球温度  $t_M$ 。图8-1所示为湿球温度测定示意图。当不饱和湿空气流吹过湿纱布表面时,若开始时湿纱布中水的温度与湿空气温度相等,但由于湿纱布表面的相对湿度为  $\varphi = 100\%$ , 而湿空气的  $\varphi < 100\%$ , 使得湿纱布中水分必然不断汽化,向湿空气中扩散。由于水分汽化需要潜热,所以湿纱布中水的温度将随着水分的汽化而不断降低,从而使湿纱布与湿空气之间形成一定的传热温度差,这样就产生了湿空气向湿纱布的传热。当湿空气所传递热量与湿纱布表面水分汽化所需热量相等时,湿纱布中水的湿度就不再下降而达到稳定,此时湿球温度计所显示的温度即为湿空气的湿球温度。实质上,该温度亦是湿纱布中水的温度。

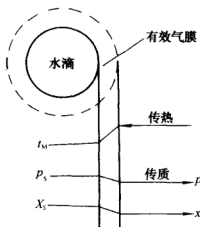


图 8-1 湿球温度测定示意图

因湿空气的流量大,湿球表面汽化水量很少,可以认为湿空气在这一过程中,温度  $t$  和湿度  $X$  都不变。

由上述可知,湿球温度  $t_M$  由湿空气的  $t$  和  $X$  所决定。湿空气的湿度  $X$  越小,湿纱布中水分汽化越多,则汽化所需热量越大,湿球温度也就越低。相反,若湿空气已为饱和状态,则湿球温度与干球温度相等。

湿球温度  $t_M$  与湿空气的温度  $T$  及湿度  $X$  之间的函数关系,可做如下推导,当达稳定时,传热速率方程为:

$$Q = KS(t - t_M) \quad (8-15)$$

式中  $Q$ ——传热速率,  $W$ ;

$K$ ——湿空气与湿纱布之间对流传热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;

$S$ ——湿纱布与空气接触面积,  $\text{m}^2$ ;

$t, t_M$ ——湿空气的干、湿球温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

同时, 湿纱布表面水分汽化的传质速率方程为:

$$N = K_X S (X_S - X) \quad (8-16)$$

式中  $N$ ——传质速率,  $\text{kg 水/s}$ ;

$K_X$ ——水气由湿表面向湿空气的传质系数,  $\text{kg 水}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;

$X_S$ ——湿空气在  $t_M$  下的饱和湿度,  $\text{kg 水蒸气/kg 干空气}$ ;

$X$ ——湿空气的湿度,  $\text{kg 水蒸气/kg 干空气}$ 。

水分汽化所需潜热:

$$Q = N \cdot L_V = K_X S (X_S - X) L_V \quad (8-17)$$

式中  $L_V$ —— $t_M$  下水的汽化潜热,  $\text{kJ/kg}$ 。

当达到稳定时, 即达到湿球温度时, 得:

$$KS(t - t_M) = K_X S (X_S - X) L_V$$
$$t_M = t - \frac{K_X \cdot L_V}{K} (X_S - X) \quad (8-18)$$

式(8-18)即为湿球温度  $t_M$  与湿空气温度  $t$  及湿度  $X$  之间关系式, 称为湿球温度方程。对于水-空气系统,  $K_X/K$  基本为一定值, 这样, 只要  $t, t_M$  为一定值, 则  $X$  亦必为一定值。在干燥操作中, 常用干、湿球温度计测定湿空气的温度。

在绝热情况下操作的干燥器中, 只要湿物料表面足够湿润, 则在达到稳定时, 湿物料表面汽化所需热量等于湿空气传给湿物料的热量, 这时, 湿物料表面的温度即为湿球湿度。

### 3. 绝热饱和温度 $t_S$

在一个保温良好, 既不向外界散失热量也不从外界接受热量的绝热系统中, 使温度为  $t$ , 湿度为  $X$  的不饱和空气与大量水密切接触, 则将在两者之间产生传热和传质。由于空气是不饱和的, 水与空气接触中, 水分要向空气中汽化; 又由于是在绝热条件下, 所以汽化所需的热量只能取自空气中的显热, 使空气的温度逐渐降低。同时, 不饱和空气将逐渐被水饱和, 当空气达到  $\varphi = 100\%$  的饱和状态时, 水分的汽化即停止, 空气温度也不再下降。此时的温度称为湿空气

的绝热饱和温度,以  $t_S$  表示。

湿空气绝热饱和过程的特点,如图 8-2 所示,湿空气将自己的显热传递给水分,而水分又将此热量以潜热形式带回湿空气中。这样,虽然湿空气发生了温度与湿度的变化,但其热量在过程中基本不变,因此,这一过程可视为等焓过程。

湿空气进入绝热系统时的比焓值为:

$$h = (c_a + c_v X) t + L_v X$$

当湿空气经绝热饱和后,其比焓值不变,仍为  $h$ ,

$$h = (c_a + c_v X_S) t_S + L_v X_S \quad (8-19)$$

式中  $X_S$ ——在绝热饱和温度  $t_S$  时,湿空气的饱和湿度,kg 水蒸气/kg 干空气;

$L_v$ ——水在  $0^\circ\text{C}$  时的汽化潜热, kJ/kg。

由于  $X$  与  $X_S$  数值均很小,可近似认为湿空气的比热容不变,则:

$$c_a + c_v X \approx c_a + c_v X_S = c_H$$

整理上述三式,得:

$$t_S = t - \frac{L_v}{c_H} (X_S - X) \quad (8-20)$$

式(8-20)称为绝热饱和方程。

对于水-空气系统,根据实验结果,在一定条件下,  $K/K_X \approx c_H$ , 所以,比较式(8-18)和式(8-20),可得:  $t_S \approx t_M$ 。

#### 4. 湿空气的露点 $t_d$

保持湿空气的总压  $p$  和湿度  $X$  不变使其冷却,达到饱和状态时的温度,称为湿空气的露点,用  $t_d$  表示。此时,开始有水珠冷凝出来。根据式(8-4)得:

$$X = 0.622 \frac{p_v}{p - p_v}$$

可知,达到露点时,  $\varphi = 100\%$ , 则:

$$X = 0.622 \frac{p_{sd}}{p - p_{sd}} \quad \text{或}$$

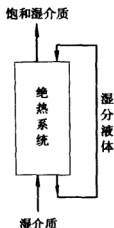


图 8-2 湿空气的绝热饱和过程

$$p_{sd} = \frac{p \cdot X}{0.622 + X} \quad (8-21)$$

式中  $p_{sd}$ ——露点  $t_d$  下水的饱和蒸汽压,  $p_{sd} = p_v$ 。

由式(8-21)可知,当总压  $p$  一定时,露点的饱和蒸汽压仅与湿空气的湿度有关。所以,  $X$  一定,  $p_{sd}$  亦为一定值,由饱和水蒸气的性质从  $p_{sd}$  即可查得与其对应的露点  $T_d$ ,反之亦然。

例 8-3 已知湿空气的总压  $p = 1.013 \times 10^5 \text{Pa}$ , 相对湿度  $\varphi = 60\%$ , 干球温度  $t = 30^\circ\text{C}$ , 试求:

(1) 湿度  $X$ ;

(2) 露点  $t_d$ ;

(3) 将上述情况湿空气在预热器内加热到  $100^\circ\text{C}$  时所需热量。  
已知湿空气的质量流量为  $100\text{kg}$  干空气/h。

解: 已知  $p = 1.013 \times 10^5 \text{Pa}$ ,  $\varphi = 60\%$ ,  $t_0 = 30^\circ\text{C}$ ,  $G = 100\text{kg}$  干空气/h,  $t_1 = 100^\circ\text{C}$ , 由饱和水蒸气表查得水在  $30^\circ\text{C}$  时的蒸汽压  $p_s = 4242\text{Pa}$ 。

(1) 湿度  $X$ :

$$\begin{aligned} X &= 0.622 \frac{\varphi \cdot p_s}{p - \varphi \cdot p_s} \\ &= 0.622 \times \frac{0.6 \times 4242}{1.013 \times 10^5 - 0.6 \times 4242} \\ &= 0.016 (\text{kg 水气/kg 干空气}) \end{aligned}$$

(2) 露点  $t_d$ : 按定义,露点是在湿度不变的情况下冷却到饱和时的温度,现已知:

$$p_d = p_v = \varphi \cdot p_s = 0.6 \times 4242 = 2545 (\text{Pa})$$

由饱和水蒸气表查得其对应的温度  $T_d = 21.4^\circ\text{C}$

(3) 预热器中提供热量  $Q_0$ :

$$\begin{aligned} Q_0 &= q_m c_H (t_1 - t_0) \\ &= 100 \times (1.01 + 1.88 \times 0.016) \times (100 - 30) \\ &= 7280 (\text{kJ/h}) \\ &= 2.02 (\text{kW}) \end{aligned}$$

## 二、空气的湿度图

湿空气的各种状态参数可以按上述数学表达式求得,用于干燥过程的计算,但相当繁琐。工程上为了方便起见,在固定总压  $p$  不变的情况下,选择两个状态参数作坐标,将各个状态参数之间关系绘制成图线,利用图来查得各项参数。

目前应用较广的是以湿空气的比焓值  $h$  为纵坐标,湿度  $X$  为横坐标的湿度图,也称  $h-X$  图。图 8-3 为总压  $p=101.3\text{kPa}$  下绘制的  $h-X$  图。图中横纵两轴夹角为  $135^\circ$ ,这是为了使图中各曲线群不致拥挤在图的上方,从而便于精确读数而采取的。同时为了便于读取湿度数据,将横轴上湿度  $X$  的数值,投影于与纵轴垂直的辅助水平轴上。

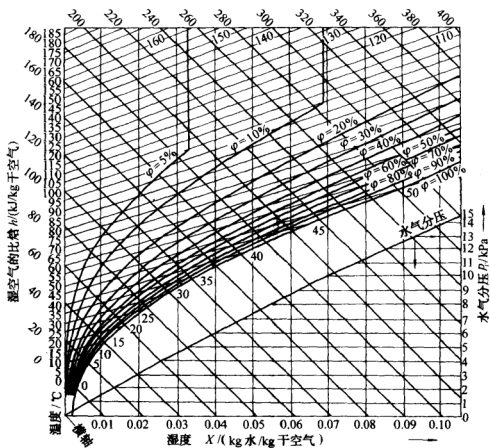


图 8-3 湿空气的湿度图(总压  $101.3\text{kPa}$ )

图 8-3 共包括下列图线：

1. 等焓线(等  $h$  线)

等焓线为平行于横轴的一组直线,同一条线上的各点,虽然湿空气状态不同,但均具有相同的焓值。

2. 等湿度线(等  $X$  线)

等湿度线为平行于纵轴的一组直线,对于同一条等湿度线而言,其上各点的湿度值均相同。

3. 等温线(等  $t$  线)

等温线为从纵轴出发,斜向右上方的的一组直线,在同一条等温线上,各状态点的温度相同。

由式(8-11)可知:

$$h = 1.01t + (1.88t + 2492)X$$

因此,当  $t$  为一定值时,则  $h$  与  $X$  为一直线关系,其斜率为  $(1.88t + 2492)$ 。所以,温度越高,斜率也越大,这样,在  $h-X$  图上,等温线并不相互平行。

4. 等相对湿度线(等  $\varphi$  线)

等  $\varphi$  线是一组由坐标原点出发的曲线。同一条曲线上,各状态点的  $\varphi$  值相同。

由式(8-6)可知:

$$X = 0.622 \frac{\varphi p_s}{p - \varphi p_s}$$

对于某一定值的  $\varphi$ ,确定一个温度  $T$ ,就可查得一个对应的饱和水蒸气压  $p_s$ ,可由式(8-6)计算出对应的  $X$  值。将许多  $(t, X)$  点连接起来,就成为该  $\varphi$  值的等相对湿度线。图 8-3 中最下方的曲线  $\varphi = 100\%$ ,称为饱和相对湿度线,此时的空气已完全被水蒸气所饱和,在此线下方为过饱和区,湿空气呈雾状;在此线上方为不饱和区。显然,只有不饱和区的湿空气才可用做干燥介质。

5. 水蒸气分压线( $p_v$  线)

$p_v$  线为一条过原点的线,近似于一条直线。 $p_v$  线可按式(8-4)绘出。水蒸气分压的数值标绘于图右侧的纵轴上。

### 三、湿度图的应用

湿度图中的任意一点均代表一个确定的湿空气状态,其温度、湿度、相对湿度、比焓值及水蒸气分压等均为定值。在应用此图查取有关数据时,常需解决下列问题:

(1) 已知一个确定的状态点,查取其代表的各项状态参数。如图8-4,设A点代表一定状态的湿空气,则:

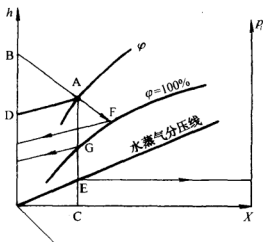


图 8-4  $h-X$  图的用法

① 比焓值  $h$ , 通过 A 点做等焓线的平行线与纵轴交于 B 点, 对应的值即为 A 点的焓值。

② 湿度  $X$ , 过 A 点做等湿线的平行线, 与辅助水平轴交于 C 点, 对应值即为 A 点的湿度值。

③ 干球温度  $t$ , 过 A 点沿等温线向斜下方与纵轴交于 D 点, 对应的温度值即为 A 点的干球温度。

④ 相对湿度  $\varphi$ , 过 A 点沿等相对湿度线找到对应的  $\varphi$  值, 即为 A 点的相对湿度值。

⑤ 水蒸气分压  $p_v$ , 由 A 点沿等湿度线向下交水蒸气分压线于 E 点, 过 E 点水平向右在图右侧纵轴上读出其水蒸气分压值。

⑥ 湿球温度  $t_M$  (亦即绝热饱和温度  $t_S$ ), 由 A 点沿等焓线向下与  $\varphi=100\%$  的等相对湿度线交于 F 点, 则 F 点对应的温度值即为 A 点的湿球温度  $t_M$ 。

⑦ 露点  $t_d$ , 过 A 点沿等湿度线向下与  $\varphi=100\%$  的等相对湿度线交于 G 点, 则 G 点对应的温度即为 A 点的露点  $t_d$ 。

(2) 已知湿空气的两个相对独立的状态参数, 在湿度图中确定

湿空气的状态点,进而查取其他状态参数。

例如,已知下列条件来确定状态点:

① 已知湿空气的干球温度  $t$  和湿球温度  $t_M$ , 见图 8-5(1)。

② 已知湿空气的干球温度  $t$  和露点  $t_d$ , 见图 8-5(2)。

(3) 已知湿空气的干球温度  $t$  和相对湿度  $\varphi$ , 见图 8-5(3)。

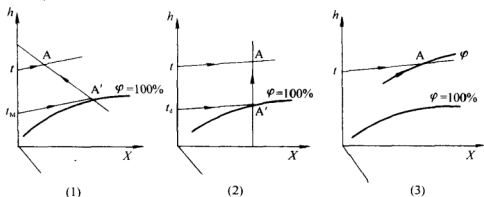


图 8-5 湿空气状态点的确定

例 8-4 已知空气的干球温度  $t = 30^\circ\text{C}$ , 湿球温度  $t_M = 25^\circ\text{C}$ , 总压为  $p = 0.1\text{MPa}$ 。试求:

- (1) 湿度  $X$ ;
- (2) 相对湿度  $\varphi$ ;
- (3) 露点  $t_d$ ;
- (4) 水气分压  $p_V$ ;

(5) 将上述状态空气在预热器内加热到  $100^\circ\text{C}$  所需热量。已知空气流量为  $G = 100\text{kg/h}$ 。

解: 由已知条件在  $h-X$  图上定出状态点 A 点。见图 8-4。

(1) 湿度  $X$ , 由 A 点沿等  $X$  线向下与水平辅助轴相交, 得  $X = 0.021\text{kg 水/kg 干空气}$ 。

(2) 相对湿度  $\varphi$ , 由 A 点对应的等  $\varphi$  线查得  $\varphi$  值为  $\varphi = 70\%$ 。

(3) 露点  $t_d$ , 由 A 点沿等  $X$  线向下与  $\varphi = 100\%$  的等  $\varphi$  线相交, 查得该点对应的温度值, 即为  $t_d = 23^\circ\text{C}$ 。

(4) 水气分压  $p_V$ , 由 A 点沿等  $X$  线向下与水蒸气分压线相交,



查得该点的  $p_V = 3.20 \text{ kPa}$ 。

(5) 预热器提供热量  $Q_0$ :

$$Q_0 = G(h_1 - h_0)$$

由题意知  $t_0 = 30^\circ\text{C}$ ,  $t_1 = 100^\circ\text{C}$ , 由图中过 A 点沿等焓线可查得 A 点的焓值  $h_0 = 83 \text{ kJ/kg}$  干空气。由于湿空气被加热过程中, 其湿度  $X$  不变, 所以由 A 点沿等  $X$  线向上与  $t = 100^\circ\text{C}$  的等温线相交于一点, 则此点即是加热后的状态点。由此点查得其比焓值  $h_1 = 157 \text{ kJ/kg}$  干空气。则:

$$\begin{aligned} Q_0 &= 100 \times (157 - 83) = 7400 (\text{kJ/h}) \\ &= 2.06 (\text{kW}) \end{aligned}$$

### 第三节 干燥过程计算

#### 一、干燥器操作的基本原理

空气干燥器是利用热空气作为干燥介质的干燥设备, 空气干燥器主要由空气预热器和干燥室两部分组成。干燥过程中, 空气先经过预热器加热, 然后进入干燥室。湿物料由进料口送入干燥室, 与热空气接触, 使物料表面的水分汽化, 干燥后的物料经出料口卸出。物料汽化的水分被热空气带走, 并作为废气排出干燥室。

在干燥过程计算中, 通常已知湿物料的处理量及其最初和最终含水率。要求计算蒸发水分量、干燥后物料量及热空气的耗用量等。为此, 需对干燥过程进行物料衡算和热量衡算。

#### 二、干燥过程的物料衡算

##### (一) 物料中含水量的表示方法

###### 1. 湿基含水率

以湿物料为基准的含水率, 表示符号为  $c$ , 其定义如下:

$$c = \frac{\text{湿物料中水分质量}}{\text{湿物料的总质量}} \times 100\% \quad (8-22)$$

###### 2. 干基含水率

以物料中绝对干物料为基准的含水率,表示符号为  $c$ , 其定义为:

$$c = \frac{\text{湿物料中水分质量}}{\text{湿物料中绝对干物料质量}} \times 100\% \quad (8-23)$$

例如有 100kg 湿物料,若其中含水分 40kg,则绝对干物料量为  $100 - 40 = 60\text{kg}$ ,则其湿基含水率为:

$$w = \frac{40}{100} \times 100\% = 40\%$$

干基含水率为:

$$c = \frac{40}{60} \times 100\% = 66.7\%$$

上述两种含水率之间换算关系为:

$$c = \frac{w}{1-w} \times 100\%$$

在干燥计算中,绝对干物料量是不变的,采用干基含水率进行计算较为方便。

## (二) 物料衡算

物料衡算要解决的问题,一是计算蒸发水分量  $q_{m,w}$ ,二是计算

干空气消耗量  $q_{m,L}$ 。

图 8-6 所示为干燥室的物料衡算。

1. 水分蒸发量  $q_{m,w}$   
对干燥室做总物料

衡算:

$$q_{m,1} = q_{m,2} + q_{m,w} \quad (8-24)$$

对绝干物料做衡

算:

$$\begin{aligned} q_{m,c} &= q_{m,1}(1-w_1) \\ &= q_{m,2}(1-w_2) \end{aligned} \quad (8-25)$$

式中  $q_{m,1}$ ——进入干

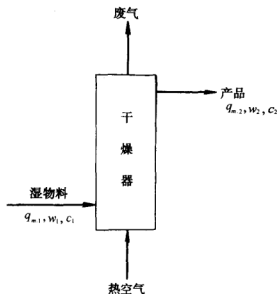


图 8-6 干燥室的物料衡算

燥室的湿物料质量, kg/h;

$q_{m,2}$ ——干燥后的物料质量, kg/h;

$q_{m,c}$ ——湿物料中绝对干物料的质量, kg/h;

$w_1$ ——干燥前物料湿基含水率, %;

$w_2$ ——干燥后物料湿基含水率, %。

蒸发水分量  $q_{m,w}$ :

$$\begin{aligned} q_{m,w} &= q_{m,1} - q_{m,2} \\ &= q_{m,1} \cdot \frac{w_1 - w_2}{1 - w_2} = q_{m,2} \frac{w_1 - w_2}{1 - w_1} \end{aligned} \quad (8-26)$$

若以干基含水率表示蒸发水分量:

$$q_{m,w} = q_{m,c}(c_1 - c_2) \quad (8-27)$$

式中  $c_1$ ——干燥前物料干基含水率, kg 水/kg 绝干物料;

$c_2$ ——干燥后物料干基含水率, kg 水/kg 绝干物料。

## 2. 空气消耗量的计算

通过干燥器的绝对干空气的质量流量总是维持不变,所以在计算空气消耗量时,以干空气作为计算的基准。对水分做衡算,得:

$$\begin{aligned} q_{m,w} &= q_{m,g}(X_2 - X_1) \quad \text{或} \\ q_{m,g} &= \frac{q_{m,w}}{X_2 - X_1} \end{aligned} \quad (8-28)$$

式中  $q_{m,g}$ ——通过干燥器的绝对干空气的质量, kg/h;

$X_1$ ——进入干燥室的空气湿度, kg 水蒸气/kg 干空气;

$X_2$ ——离开干燥室的空气湿度, kg 水蒸气/kg 干空气。

令  $q_{m,g}/q_{m,w} = l$ , 称为单位空气消耗量, 其意义是从湿物料中蒸发 1kg 水分所需的干空气的量。则:

$$l = \frac{q_{m,g}}{q_{m,w}} = \frac{1}{X_2 - X_1} \quad (8-29)$$

通过预热器前、后, 空气的湿度是不变的, 若以  $X_0$  表示进入预热器前的空气湿度, 则式(8-29)可写成:

$$l = \frac{1}{X_2 - X_1} = \frac{1}{X_2 - X_0} \quad (8-30)$$

由上式知,单位空气消耗量只与空气的最初和最终湿度有关,而与干燥过程所经历的途径无关。

### 三、干燥过程的热量衡算

通过干燥过程的热量衡算,可以确定空气预热时的耗热量和物料干燥时的耗热量等。如图 8-7 所示,干燥器包括预热器和干燥室两个部分。

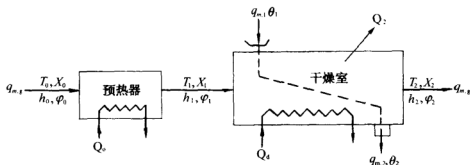


图 8-7 干燥器的热量衡算

#### (一) 干燥器的总热量衡算

在干燥过程中,输入干燥器的热量为:

(1) 湿物料  $q_{m,1}$  带入的热量,由于  $q_{m,1} = q_{m,2} + q_{m,w}$ , 可以认为  $q_{m,1}$  由两部分组成:

湿物料带入热量  $q_{m,1}c_m\theta_1$

水带入热量  $q_{m,w}c_w\theta_2$

(2) 空气带入热量  $q_{m,g}h_0$

(3) 预热器内提供热量  $Q_0$

(4) 干燥室内补充加入热量  $Q_d$

输出干燥器的热量为:

(1) 干燥后物料带走的热量  $q_{m,2}c_m\theta_2$ ;

(2) 废气带出的热量  $q_{m,g}h_2$ ;

(3) 散失于周围的热量  $Q_2$ 。

上述各项中:

$c_m$ ——干燥后物料的比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ ;

$$c_m = (1 - w)c_s + q_{m,w}c_w;$$

$c_s$ ——绝对干物料的比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ ;

$c_w$ ——水的比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ ;

$\theta_1, \theta_2$ ——进出干燥室的物料的温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$h_0$ ——空气进入预热器前的比焓,  $\text{kJ}/\text{kg}$  干空气;

$h_1, h_2$ ——空气进出干燥室的比焓,  $\text{kJ}/\text{kg}$  干空气。

对于整个干燥器来说, 输入热量应等于输出热量, 故热量衡算式为:

$$\begin{aligned} q_{m,2}c_m\theta_1 + q_{m,w}c_w\theta_1 + q_{m,g}h_0 + Q_0 + Q_d = \\ q_{m,2}c_m\theta_2 + q_{m,g}h_2 + Q_2 \end{aligned} \quad (8-31)$$

干燥器的全部耗热量为:

$$\begin{aligned} Q &= Q_0 + Q_d \\ &= q_{m,2}c_m(\theta_2 - \theta_1) + q_{m,g}(h_2 - h_0) + Q_2 - q_{m,w}c_w\theta_1 \end{aligned} \quad (8-32)$$

## (二) 预热器的耗热量

预热器内提供的热量为:

$$Q_0 = q_{m,g}(h_1 - h_0) \quad (8-33)$$

利用热量衡算式进行有关计算时, 往往空气出口状态的湿度  $X_2$  不确定, 需通过计算求取。将式(8-33)代入式(8-32)中, 整理得:

$$q_{m,g}(h_2 - h_1) = Q_d - q_{m,2}c_m(\theta_2 - \theta_1) - Q_2 + q_{m,w}c_w\theta_1 \quad (8-34)$$

由式(8-11)可知:

$$h_2 = (1.01 + 1.88X_2)t_2 + 2492X_2 \quad (8-35)$$

若式(8-34)中等号右边各项为已知, 将式(8-34)与式(8-35)及式(8-38)联立, 可解得  $h_2$  和  $X_2$ 。

$h_2$  和  $X_2$  也可由  $h-X$  图求得。设

$$Q_d - q_{m,2}c_m(\theta_2 - \theta_1) - Q_2 + q_{m,w}c_w\theta_1 = \Sigma Q$$

则有  $\frac{h_2 - h_1}{X_2 - X_1} = \frac{\Sigma Q}{q_{m,w}}$

在  $h-X$  图上可画出斜率为  $\Sigma Q/q_{m,w}$  的直线。直线与  $T_2$  线或  $\varphi_2$  线的交点即为空气出干燥室的状态点。

#### 四、理想干燥过程的计算

在干燥过程中,若假定空气进、出干燥室的焓不变,则干燥为等焓干燥过程。此过程是理想的干燥过程。

对于等焓干燥过程,空气出口状态的确定较为简便。由于有  $h_2 = h_1$ ,由空气入口状态点沿着等焓线  $h_1$  与出口状态的  $t_2$  线或  $\varphi_2$  线相交,交点即为空气的出口状态点。

例 8-5 由喷雾干燥法生产奶粉,已知:新鲜空气  $t_0 = 25^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_0 = 50\%$ ; 空气经预热到  $t_1 = 150^\circ\text{C}$  后进入干燥室,离开干燥室时空气温度  $t_2 = 80^\circ\text{C}$ 。要求将牛奶由含水率  $w_1 = 45\%$  降到  $w_2 = 1\%$ ,进料量为  $q_{m,1} = 1000\text{kg/h}$ 。若忽略干燥器向周围散失的热量,也不向干燥室内补充热量,求进行等焓干燥时的水分蒸发量。空气耗量及热消耗量。

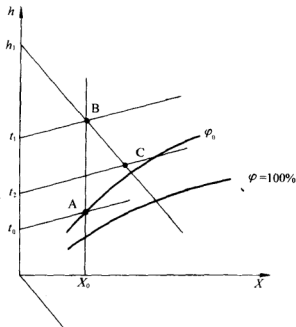


图 8-8 例 8-5 附图

解: 如图 8-8 所示,空气入口状态可由  $t_0 = 25^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_0 = 50\%$  的

交点  $A(t_0, \varphi_0)$  确定。预热过程中空气湿含量不变, 过 A 点沿等湿度线与  $t_1 = 150^\circ\text{C}$  的等温线的交点  $B(t_1, X_0)$  代表空气进入干燥室时的状态。在等焓干燥过程中, 空气的比焓值不变, 即  $h_1 = h_2$ ; 过 B 点沿等焓线与  $t_2 = 80^\circ\text{C}$  的等温线交于 C 点,  $C(t_2, h_1)$  即是空气离开干燥室时的状态。在  $h-X$  图上, 查得各状态点的状态参数如下:

A 点  $X_0 = 0.012\text{kg 水蒸气/kg 干空气}$

$$h_0 = 52.50\text{kJ/kg 干空气}$$

B 点  $X_1 = X_0 = 0.012\text{kg 水蒸气/kg 干空气}$

$$h_1 = 181\text{kJ/kg 干空气}$$

C 点  $X_2 = 0.037\text{kg 水蒸气/kg 干空气}$

$$h_2 = h_1 = 181\text{kJ/kg 干空气}$$

(1) 水分蒸发量  $q_{m,w}$ :

$$\begin{aligned} q_{m,w} &= q_{m,l} \frac{w_1 - w_2}{1 - w_2} = 100 \times \frac{0.45 - 0.01}{1 - 0.01} \\ &= 4.40(\text{kg 水/h}) \end{aligned}$$

(2) 干空气耗量  $q_{m,g}$ :

$$\begin{aligned} q_{m,g} &= \frac{q_{m,w}}{X_2 - X_1} = \frac{4.40}{0.037 - 0.012} \\ &= 176(\text{kg 干空气/h}) \end{aligned}$$

(3) 耗热量  $Q_0$ :

$$\begin{aligned} Q_0 &= q_{m,g}(h_1 - h_0) \\ &= 176 \times (181 - 52.50) \\ &= 22\,616(\text{kJ/h}) \\ &= 6.28(\text{kW}) \end{aligned}$$

## 第四节 干燥速率和干燥时间

通过物料衡算和热量衡算, 可以确定从湿物料中去除的水分量, 计算出所需要的空气量和干燥所需热量, 为选定合适的风机和预热器提供依据。至于干燥器的尺寸, 则需要通过干燥速率和干燥时间

的计算来确定。而干燥速率的快慢,不仅取决于空气的性质和操作条件,也取决于物料中所含水分的性质。因此,有必要先了解物料中哪些水分能用干燥方法除去及其除去的难易程度。

## 一、物料中所含水分的性质

### (一) 结合水分与非结合水分

物料中的水分,按其除去的难易程度,可以分为结合水分与非结合水分。

#### 1. 结合水分

结合水分主要是指物料细胞或纤维管及毛细管中所含的水分。这种水分是以化学力或物理化学力与物料结合的,结合力较强。结合水分的水蒸气分压低于同温度下纯水的饱和蒸汽压,降低了水蒸气向空气扩散的传质推动力,故难以去除。

#### 2. 非结合水分

非结合水分指存在于物料表面的吸附水分及孔隙间的水分。这种水分与物料以机械力结合,结合力较弱。非结合水的蒸汽压与同温度下纯水的饱和蒸汽压相同,故较易去除。

### (二) 平衡水分与自由水分

根据物料在一定的干燥条件下,其所含水分能否用干燥方法去除来分,可以分为平衡水分和自由水分。

#### 1. 平衡水分

当一种物料与一定湿度及温度的空气相接触时,势必会放出或吸收水分而达到一定平衡状态,就像生活中物体的“返潮”及干燥一样。只要空气的状态不变,物料中所含水分就不再变化。此时,物料表面的水蒸气压等于空气中的水蒸气分压,物料中所含的水分就称为该物料在此空气状态下的平衡水分。同样空气状态下物料的平衡水分会随物料的性质和温度而异。

平衡水分代表物料在一定空气状态下,经干燥后内部残留水分的最低限度。

#### 2. 自由水分



物料中所含的大于平衡水分的那部分水分,可以在干燥过程中除去,称为自由水分。物料中所含的总水分自由水分与平衡水分之和。图 8-9 表示了物料中不同水分之间的关系。

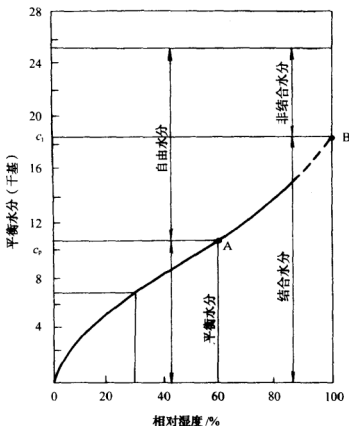


图 8-9 物料中水分的关系

应该指出,结合水分与非结合水分,其区别仅在于物料本身的性质;而平衡水分和自由水分,还取决于干燥介质的状况。如图 8-9 所示,某物料初始干基含水率为  $c_1$ ,将其置于温度  $t$ 、相对湿度为  $\varphi$  的空气中,则  $c_p$  为物料的平衡含水率,  $(c_1 - c_p)$  为物料中可以除去的自由水分。

## 二、恒定干燥条件下的干燥速率

在恒定的干燥条件下,即空气的温度、湿度、流速以及与物料的

接触状况都不变。由此得到的干燥速率方程,可适用于某些干燥设备的计算,如以大量空气干燥少量湿物料的情况。

干燥速率的定义为单位时间,单位干燥表面积汽化的水分量。以  $v$  表示。

$$v = \frac{q_{m,w}}{Sdt} \quad (8-36)$$

式中  $v$ ——干燥速率,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  或  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ;

$q_{m,w}$ ——汽化水分量,  $\text{kg/s}$  或  $\text{kg/h}$ ;

$t$ ——干燥时间,  $\text{s}$  或  $\text{h}$ ;

$S$ ——干燥表面积,  $\text{m}^2$ 。

由于  $dq_{m,w} = -q_{m,c} \cdot d_w$ , 故干燥速率也可表示为:

$$v = \frac{dq_{m,w}}{Sdt} = - \frac{q_{m,c} dc}{Sdt} \quad (8-37)$$

式中  $q_{m,c}$ ——湿物料中绝对干物料量,  $\text{kg}$ ;

$c$ ——湿物料干基含水率,  $\text{kg 水/kg 干物料}$ 。

### (一) 干燥曲线和干燥速率曲线

在干燥实验中,记录不同时间  $t$  下湿物料的质量  $q_m$  (包括绝干物料和水分),直到物料质量不再变化为止。此时物料中水分即为平衡水分  $c_p$ 。

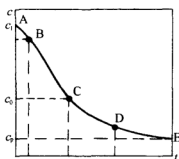


图 8-10 恒定干燥条件下  
物料的干燥曲线

将物料含水率  $c$  与对应的干燥时间  $t$  绘制成图线,得到如图 8-10 的干燥曲线。图中,物料的含水率在经过预热阶段(图中 AB 段)后,与干燥时间基本呈直线关系(图中 BC 段),直到临界点 C,然后图线变成较平缓的曲线(图中 CE 段)。物料的干燥曲线的具体形状视物料性质和干燥时间而定。

将图 8-10 中的数据换算成干燥速率  $v$  与物料干基含水率  $c$  的关系,即得到如图 8-11 所示的干

干燥速率曲线。由图 8-11 可知,干燥速率曲线分为恒速干燥阶段 BC 段和降速干燥阶段 CE 段。

## (二) 恒速干燥阶段

在此阶段,物料表面充分润湿,充满非结合水分,表面水分的汽化与湿球温度计湿球上水的汽化类似。物料表面的温度等于空气的湿球温度,干燥速率由表面水分汽化速率所控制,为一恒定值。图 8-11 中 AB 段为湿物料预热升温阶段,一般很短,在干燥计算中往往忽略不计。

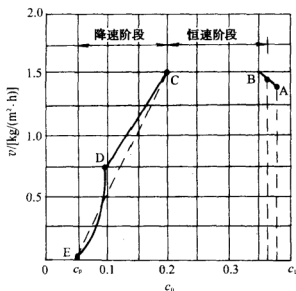


图 8-11 恒定干燥条件下物料的干燥速率曲线

## (三) 降速干燥阶段

图 8-11 中的 C 点是由恒速干燥阶段转到降速干燥阶段的临界点,此时物料中的含水率称为临界含水率,用  $c_0$  表示。当物料中含水率降到此值以下时,物料表面不再能维持足够润湿,开始有结合水被汽化。此时,水分由物料内部向表面的扩散和表面水分的汽化同时进行着,但内部扩散速率低于表面汽化速率,所以此阶段的干燥速率由内部扩散速率控制。随着物料内水分的不断减少,物料表面变成“干区”,使得实际汽化面积减小,汽化面逐渐向物料内部移动,

增加了固体内部的传质阻力,造成干燥速率下降。当到达 E 点后,物料中水分降到平衡含水率  $c_e$ ,干燥速率降为零,此后再继续干燥,也不能降低物料中的含水率。

与恒速干燥相比,降速干燥去掉的水分相对较少,但所需要的时间往往更长。

综上所述,当物料中含水率大于临界含水率  $c_0$  时,干燥速率恒定,处于恒速干燥阶段;当物料中含水率小于  $c_0$  时,干燥速率逐渐减小,处于降速干燥阶段。当物料含水率降到平衡含水率  $c_p$  时,干燥速率降为零。

### 三、恒定干燥条件下干燥时间的计算

在恒定干燥条件下,物料由最初含水率  $c_1$  干燥到最终含水率  $c_2$  所需的时间  $t$ ,即干燥时间,可根据实验测得的干燥速率曲线求取。

#### (一) 恒速阶段的干燥时间

在恒速干燥阶段,干燥速率  $v = v_0 = \text{常数}$ 。

$v_0$ ——恒速阶段的干燥速率,可由干燥速率曲线查得。根据式 (8-37) 得:

$$v_0 = -\frac{q_{m,c}}{S} \cdot \frac{dc}{dt}$$

将上式分离变量后积分:

$$\int_0^{t_1} dt = -\frac{q_{m,c}}{Sv_0} \int_{c_1}^{c_0} dc$$

$$t_1 = \frac{q_{m,c}}{Sv_0} (c_1 - c_0) \quad (8-38)$$

式中  $t_1$ ——恒速阶段的干燥时间, s 或 h;

$c_1$ ——物料初始干基含水率, kg 水/kg 干物料;

$c_0$ ——物料临界干基含水率, kg 水/kg 干物料。

#### (二) 降速阶段干燥时间

此阶段干燥时间的计算通常采用简便的计算方法,即用连接临界点 C 与平衡含水率 E 的直线(图 8-11 中的虚线)来代替降速干

燥阶段的干燥速率曲线,实际就是假定在降速阶段中,干燥速率与物料中自由水分( $c - c_p$ )成正比。则有

$$\frac{v}{c - c_p} = \frac{v_0}{c_0 - c_p} = K_c \quad (8-39)$$

式中  $K_c$ ——比例系数,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ , 即 CE 直线的斜率。

将上式变形代入式(8-37)中,得:

$$v = -\frac{q_{m,c}}{S} \frac{dc}{dt} = K_c(c - c_p)$$

将上式分离变量并积分:

$$\begin{aligned} \int_0^{t_2} dt &= -\frac{q_{m,c}}{K_c S} \int_{c_0}^{c_2} \frac{dc}{c - c_p} \\ t_2 &= \frac{q_{m,c}}{K_c S} \ln \frac{c_0 - c_p}{c_2 - c_p} \\ &= \frac{q_{m,c}}{S} \cdot \frac{c_0 - c_p}{v_0} \ln \frac{c_0 - c_p}{c_2 - c_p} \end{aligned} \quad (8-40)$$

物料的总干燥时间:

$$t = t_1 + t_2$$

例 8-6 某物料的干燥速率曲线如图 8-11 所示,今欲将物料由  $c_1 = 0.50 \text{kg 水/kg 干物料}$  干燥到  $c_2 = 0.06 \text{kg 水/kg 干物料}$ 。已知:绝干物料量为  $200 \text{kg}$ ,干燥面积为  $0.04 \text{m}^2/\text{kg 干物料}$ ,试求干燥时间。

解:由图 8-11 查得,临界含水率  $c_0 = 0.2 \text{kg 水/kg 干物料}$ ,平衡含水率  $c_p = 0.05 \text{kg 水/kg 干物料}$ 。

$c_2 < c_0$ ,因此干燥过程包括恒速和降速两个阶段。由图 8-11 查得  $v_0 = 1.5 \text{kg 水}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$

总干燥面积  $S = 0.04 \times 200 = 8(\text{m}^2)$

恒速阶段干燥时间:

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{q_{m,c}}{S v_0} (c_1 - c_0) = \frac{200}{8 \times 1.5} \times (0.5 - 0.2) \\ &= 5(\text{h}) \end{aligned}$$

降速阶段干燥时间:

$$\begin{aligned}
 t_2 &= \frac{q_{m,c}}{S} \cdot \frac{c_0 - c_p}{v_0} \ln \frac{c_0 - c_p}{c_2 - c_p} \\
 &= \frac{200}{8} \times \frac{0.2 - 0.05}{1.5} \ln \frac{0.2 - 0.05}{0.06 - 0.05} \\
 &= 6.77(\text{h})
 \end{aligned}$$

总干燥时间:

$$t = t_1 + t_2 = 5 + 6.77 = 11.77(\text{h})$$

## 第五节 干燥设备

干燥设备类型很多,分类方法也有多种。本节简单介绍一些食品工业中常用的对流干燥器。

### 一、常用的对流干燥器

#### (一) 厢式干燥器(盘式干燥器)

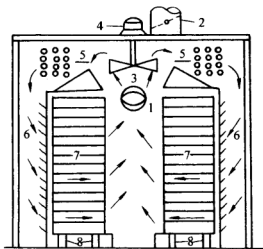


图 8-12 厢式干燥器

- 1—空气入口 2—空气出口 3—风机  
4—电动机 5—加热器 6—挡板  
7—盘架 8—移动轮

属于间歇干燥器,大型称烘房,小型称烘箱。图 8-12 为常压厢式干燥器。

干燥器做成厢式,外壳包以绝热层以防止热损失。在厢内有多层框架,用来盛放物料盘。干燥用空气由进口引入,经过加热器预热后,沿着挡板均匀进入各层,与物料接触后成为废气由出口排出。有时也可将废气与新鲜空气混合,循环使用。

厢式干燥器的优点是结构简单,设备费用低;对物料的适应性大,可用于几种物料的干燥。在食品工业中多用于散料如水果、蔬菜、香料等的干燥。其缺点主要是干燥不均匀,装卸劳动强度大,热能利用不经济。

## (二) 气流干燥器

气流干燥器主要用于晶体和小颗粒物料如面粉、谷物、葡萄糖、食盐、味精、小块马铃薯、肉丁等。这种干燥器的特点是颗粒悬浮在高温空气中,当干燥管内热空气向上的流速大于颗粒沉降的速度时,物料随热气流一起流动并被输送,在输送过程中,物料被干燥。

气流干燥器具有下列特点:

(1) 湿物料和热空气接触面积大,使物料在极短的时间即达到干燥要求。因而,特别适用于干燥热敏性物料。

(2) 结构简单,装卸方便,占地面积小。

(3) 在干燥的同时,对物料有破碎作用,因而对粉尘回收要求较高,否则物料损失大,还会污染环境。

气流干燥器结构流程如图 8-13 所示。

物料由加料斗 1 经螺旋加料器 2 送入气流干燥管 3 的下部。空气由风机 4 吸入,经预热器 5 加热到一定温度后送入干燥管。达到干燥要求的物料经旋风分离器 6 分离后,由卸料口排出包装,废气通过湿式除尘器 7 除尘后排入大气中。

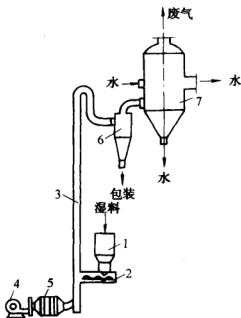


图 8-13 气流干燥器流程

- 1—加料斗 2—螺旋加料器 3—干燥管  
4—风机 5—预热器 6—旋风分离器  
7—湿式除尘器

### (三) 沸腾干燥器

沸腾干燥器又称流化床干燥器。气流自下而上通过由固体颗粒

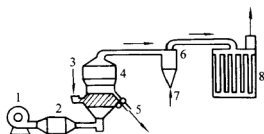


图 8-14 沸腾床干燥器

- 1—风机 2—加热器 3—加料  
4—流化床 5—卸料 6—旋风分离器  
7—细粉 8—袋滤器

堆成的床层时,若气流速度较小,则颗粒将维持相互接触的状态,气流从颗粒间的空隙穿过,这种床层称为固定床。当气速提高到一定值后,颗粒将脱离原来的位置而在流体中浮动,这种床层称为流化床。使固体颗粒处于流化床中进行干燥,就是

流化床干燥。如图 8-14 所示,被干燥散状湿物料由床层左侧加入,与通过多孔板的热空气接触。控制气速使物料颗粒处于悬浮状态,颗粒在热气流中上下翻滚,相互混合和碰撞,达到干燥的目的。

干燥后的物料由床层右侧卸出,气流经旋风分离器和袋滤器回收其中粉尘后由顶部排出。由于在上述过程中,颗粒在床层中的翻滚,在外表上类似液体的沸腾现象,故称做沸腾床。

沸腾干燥器的主要优点是,床层温度均匀,并可调节;传热速度快,处理能力大;停留时间可在几分钟到几小时范围内调节;物料依靠进、出口高度差自动流向出口,不需输送装置;结构简单,操作稳定。缺点是,对物料的形状和粒度有限制。在食品工业中,可用于砂糖、干酪素、葡萄糖酸钙等的干燥和奶粉等的冷却。

### (四) 转筒干燥器

也称回转式干燥器。其主要工作部件为稍有倾斜的转动长筒。在食品工业中多用于砂糖、粮食、食盐等的干燥。为了保证食品的卫生要求,宜采用间接加热的干燥器,即热空气经过间壁将热量传递给湿物料。

图 8-15 所示为一直接加热式转筒干燥器。

物料自高端加入,随转筒的转动而移动到低端,在移动过程中与热空气接触,达到干燥,最后由低端排出。物料和气体的流向可采用



逆流、并流或逆流并流组合的方式,主要由物料的性质和终温决定。

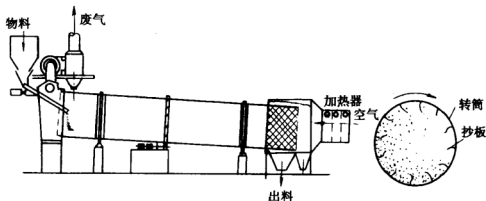


图 8-15 直接加热式转筒干燥器

在转筒内壁装有若干抄板,其作用是在筒体旋转过程中,使物料不断翻动,增大物料与热空气的接触面积。

转筒干燥器的主要优点是,连续操作,处理量大;与气流干燥器、沸腾干燥器相比,对物料适应性强;干燥均匀,缺点是设备笨重,占地面积大。

### (五) 喷雾干燥装置

喷雾干燥的原理是采用雾化器将液体物料分散成直径为  $10 \sim 200 \mu\text{m}$  的雾滴,与热空气直接接触,在一瞬间将大部分水分除去,从而使雾滴干燥成粉末。

图 8-16 是一个典型的喷雾干燥装置流程。由图可知,原料由泵送至雾化器,空气经加热器加热后,作为干燥介质送到干燥室。经雾化器雾化的液滴与热空气接触,将大部分水分汽化掉,作为干燥产品从底部收集。空气经旋风分离器回收产品粉末后排入大气。

喷雾干燥过程可分为 4 个阶段:料液雾化为雾滴,雾滴与空气接触(混合和流动),雾滴干燥(水分蒸发),干燥产品与空气分离。

雾化器是喷雾干燥装置的关键部件,在食品工业中常用的有压力喷雾器和离心喷雾器两种。压力喷雾器主要是采用高压将料液通过喷枪,使之克服表面张力而破碎成微粒。离心喷雾器是可以高速水平旋转的圆盘,料液进入圆盘后,在旋转时受离心力而高速甩出,

分散成雾滴。

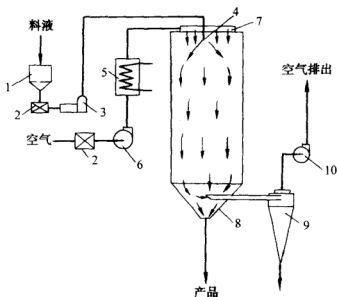


图 8-16 喷雾干燥装置流程

1—料液槽 2—过滤器 3—泵 4—雾化器 5—空气加热器  
6—风机 7—空气分布器 8—干燥室 9—旋风分离器 10—排风机

喷雾干燥器的主要优点是,干燥非常迅速,全过程仅为 15~30s;干燥时物料温度接近于空气的湿球温度(50~60℃),特别适宜热敏性物料,如牛奶、蛋液、果汁等;生产效率高,自动化程度高。缺点是,设备比较复杂;热效率不高,能耗大,一般情况下,热效率不超过 50%。

## 二、干燥器的选型

干燥过程中湿物料形态与特性差别很大,所以需要不同类型的干燥器。下面简要介绍干燥器的选型问题。

### (一) 选型前需要确定的条件

#### 1. 物料的性能及干燥特性

(1) 物料的形态。物料的形态多种多样,有片状、纤维状、颗粒状、膏糊状或液态,选择干燥器首先要了解物料的形态。

(2) 物料的物理特性。包括堆积密度、密度、粒径分布及黏附性等。黏附性能的高低,对进出料影响很大,黏附严重时将使干燥无法进行。

(3) 物料在干燥中的特性。食品工业中主要是热敏性。有些物料受热会分解,损失很多营养成分。

(4) 物料与水分结合的状态。它决定了干燥的难易和在干燥器内停留时间的长短,这与选型关系很大。例如,对难干燥的物料需给予较长的停留时间。

## 2. 对干燥产品的要求

(1) 对干燥产品形态的要求。在食品的喷雾干燥中,对产品粒径的要求是产品含水量是否合格的关键。

(2) 对干燥均匀性的要求,如油菜子,当有一部分含水量太高时,易发生霉变,所以必须要求产品干燥均匀。

(3) 对产品的卫生要求。食品对卫生要求很严,故应采用既能干燥又能灭菌的干燥器。

(4) 对产品的特殊要求。如对咖啡、香菇等物料干燥,要求产品保持其特有的香味,故不宜采用大量的热风干燥。

表 8-1 给出了部分干燥器的选型参考。

表 8-1 部分对流干燥器选型表

干燥器 类型	液态	膏糊状	颗粒状 <100 目	粒状、结晶 >100 目	片状	块状
	牛奶、果汁、 萃取液	麦乳精、 淀粉浆、滤饼	离心机 滤饼	结晶、切丁、 谷物	肉类、水果、 蔬菜切片	切块
厢式		*	*	*	*	*
沸腾床(间歇)			*	*		
洞道式		+	*	*	*	*
沸腾床(连续)				*		
气流式				*		
回转式			+	*		+
喷雾式(压力)	*					
喷雾式(离心)	*	+				

注: \* 为适用; + 为可用。

## (二) 干燥器选型的一般步骤

(1) 首先按照湿物料的形态对干燥器类型进行初选。

(2) 然后根据处理物料量的大小及操作方法(连续或间歇)做进一步的选型。

(3) 最后,结合物料的干燥特性做第三次选型。

对于最后选定的几种干燥器,估算出设备体积,对设备费用及操作费用进行估算,选出上述两项费用最小的设备再进行详细计算核定。

## 第六节 冷冻干燥

### 一、冷冻干燥理论

#### (一) 冷冻干燥机理

将含水物料先进行冻结,然后在高真空中使物料中水分不经液相直接从固相升华为水气而排出,称冷冻干燥,或称升华干燥。

理论上水有三个相——液相、气相和固相。如图 8-17 所示。

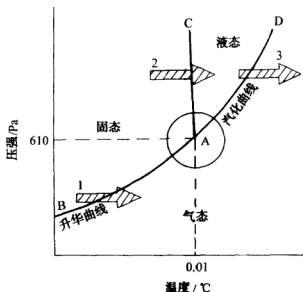


图 8-17 水的三相图

A 点为三相点, AB、AC、AD 三条曲线分别表示冰和水蒸气、冰和水、水和水蒸气两相共存时, 其压强和温度的关系, 分别称升华曲线、溶解曲线和汽化曲线。这三条曲线将图分成三个区, 分别为固相区、液相区和汽相区。箭头 1、2、3 分别表示冰升华成汽, 冰溶解成水、水汽化成汽的过程。

根据压强减小沸点降低的原理, 当压强降到 610Pa 以下, 温度在 0℃ 以下时, 水即可由冰不经过液相而直接升华为水气。但这是对纯水而言, 如为食品, 则其中水分基本是溶液, 冰点较纯水要低, 因此选择升华温度在 -20~-5℃ 左右, 相应压强在 132Pa 左右。

## (二) 冷冻干燥中的传热和传质方式

食品冷冻干燥中, 传热和传质过程较复杂, 不仅与食品本身的性质有关, 还与冷冻干燥中的冻结方式、加热方式和加热温度、真空度等因素有关, 常见的有以下几种传热和传质方式如图 8-18 所示。

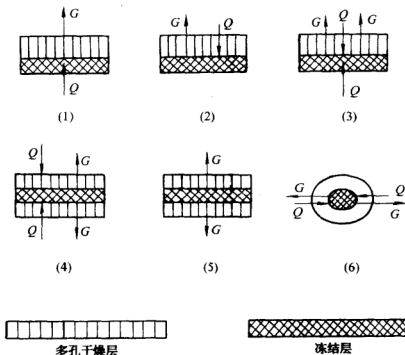


图 8-18 冷冻干燥中常见的几种传热和传质方式

图(1)热量完全从底部冻结层导入,升华的水蒸气沿着同一方向扩散出去。此种方法常在中小型冷冻干燥设备中使用,多用于果汁、速溶咖啡等液态食品的干燥。

图(2)热量完全从顶部多孔干燥层传入,升华水蒸气以相反方向从顶部扩散出去,在大型冷冻干燥设备中常用此法,可加工散放颗粒状或液态食品。

图(3)是热量从底部冻结层和顶部多孔干燥层同时导入,升华水蒸气从顶部干燥层扩散出去。多层搁板式冷冻干燥设备的加热方式与此类似。其中某一搁板对其上面的食品以传导方式加热,而对其下面的食品又以辐射方式加热,两种加热方式中导热是主要的。

图(4)热量从两侧多孔干燥层同时导入,升华水蒸气以相反方向从两侧扩散出去。这种方式用于具有特殊形状的食品。

图(5)热量在食品内部产生,升华水蒸气从两侧扩散出去。用微波冷冻干燥装置干燥食品时,属于此种传热与传质方式。

图(6)为球状或长圆柱状食品的传热与传质方式。

### (三) 冷冻干燥流程

#### 1. 冷冻干燥前的预冻结

预冻时,冻结速度对冷冻干燥速率和冷冻干燥制品的品质有不同的影响。冻结速度越快,物料内形成的冰晶体越小,升华时,在物料内形成的孔隙也越小,物料内水分扩散的通道也越小,因此,干燥速率就慢。但速冻有利于保证干制品的品质,因慢冻时在物料内形成颗粒粗大的冰晶,会破坏物料的细胞组织,从而影响干制品的复水性。

#### 2. 冻结物料进行升华干燥

冻结物料的升华干燥是在真空干燥箱内进行的。在升华过程中,物料中冻结水分汽化需要吸收热量,因此,需要给物料加热,以提高冷冻干燥速率。但所提供的热量应保证冻结物料的温度接近而又低于物料的共熔点,以便使物料中冰晶既不溶解又能以最高速率进行升华。在升华过程中,温度几乎不变,干燥速率保持恒定。

#### 3. 有时需要对物料进行加热升温

当冻结水分全部蒸发后,开始蒸发剩余没有冻结的水分,此时,干燥速率下降,加热速度可加快,以使水分不断排除掉。在此阶段,物料温度会升高,但一般不超过 40℃。

## 二、冷冻干燥设备

### (一) 冷冻干燥设备的组成

冷冻干燥设备主要由冷冻干燥箱、制冷系统、低温冷凝器(冷阱)、真空装置及加热系统组成。

#### 1. 冷冻干燥箱

干燥箱是冷冻干燥设备的重要组成部分,食品的升华过程即在此进行。干燥箱内温度可以调节,以便于物料在箱内进行预冻和升华。也有在干燥箱外另设一个专用的冷冻间进行预冻的。

干燥箱体有圆筒形和矩形两种。矩形干燥箱有效空间大,但受力差;而圆筒形干燥箱的特点正好与之相反。目前,大中型食品冷冻干燥设备多采用圆筒形干燥箱。

#### 2. 制冷系统

制冷系统由制冷压缩机、冷冻干燥箱、冷凝器和膨胀阀等部分组成,其作用有两方面,一是为干燥前食品的预冻结提供低温,二是为低温冷凝器(冷阱)提供低温,使干燥箱内升华出的水蒸气在其中冷凝。

#### 3. 低温冷凝器(冷阱)

在干燥过程中,升华的水蒸气必须不断而迅速地排除。若直接采用真空泵抽吸,则在高真空度下,蒸汽的体积很大,真空泵负担太重。一般采用低温冷凝器,将水蒸气冷凝,变成霜后再将其除去。低温冷凝器中的温度必须保持低于被干燥物料的温度,使物料冻结层表面的水蒸气压大于低温冷凝器内的水蒸气分压。

#### 4. 真空装置

真空装置有两个作用,一是提供干燥箱内升华所需的真空度,二是降低冷阱中的压强,将部分水蒸气和不凝性气体抽走。常用的真空泵有水蒸气喷射泵。

## 5. 加热系统

加热系统的作用是提供干燥箱内物料中水分升华所需热量,同时提供给低温冷凝器热量,用来除霜使之溶化。

加热方式主要有传导和辐射两种。此外,微波是目前食品冷冻干燥最具潜力的能源之一。

### (二) 冷冻干燥设备的形式

食品工业中的冷冻干燥设备有间歇式和连续式。

#### 1. 间歇式冷冻干燥设备

如图 8-19 所示。干燥箱内有多层搁板,可以用来搁置食品。食品的预冻既可以在干燥箱内进行,也可以在干燥箱外进行。这种设备适合于液体食品(如果汁、咖啡等)的生产。

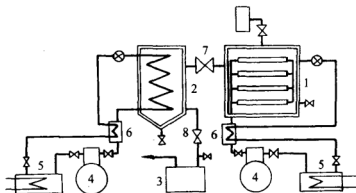


图 8-19 间歇式冷冻干燥设备

1—干燥箱 2—冷阱 3—真空泵 4—制冷压缩机  
5—冷凝器 6—热交换器 7—冷阱进口阀 8—膨胀阀

间歇式冷冻干燥设备的主要优点是,适合于多品种、小产量的生产,特别适合于季节性强的食品生产;便于控制物料在干燥不同阶段对加热温度和真空度的要求。缺点是装、卸料时间长,设备利用率低;生产量大时,需使用多台单机,附属系统投资费用和操作费用增大。

#### 2. 连续式冷冻干燥设备

连续式冷冻干燥设备适合于品种单一、产量大、原料充足的产品



生产。其优点是设备利用率高,便于实现生产自动化。缺点是设备复杂,对系统的密封性能要求高。目前较典型的有水平隧道式冷冻干燥设备。

操作时,食品首先在预冻结间内冻结,然后在装料间内装盘,当装料隔离室的真空度达到隧道干燥室的真空度时,打开干燥室与装料隔离室间的闸阀,使料盘进入干燥室。关闭闸阀后破坏装料隔离室的真空度,准备接收下一组料盘的进入。在隧道干燥室的后端,有一卸料隔离室。卸料隔离室与装料隔离室的工作过程相辅相成,从装料隔离室进入隧道干燥室一组料盘的同时,已干燥好的一组料盘将从隧道干燥室的后端进入卸料隔离室,此时,卸料隔离室的真空度已预抽到隧道干燥室的真空度。当关闭卸料隔离室与隧道干燥室的闸阀后,破坏卸料隔离室内的真空,将干燥好的食品送到卸料和包装处理间。如此往复进行,在保证隧道干燥室真空度不变的情况下,待加工的食品不断地加入,干燥后的食品不断地移出,形成连续干燥操作。

## 练 习 题

1. 利用  $h-X$  图填充下表的空格:

干球温度 /℃	湿球温度 /℃	湿含量 /(kg/kg 干空气)	相对湿度 /%	热含量 /(kJ/kg 干空气)	水气分压 /kPa	露点 /℃
60	35	0.04	75	188	30	25
40						
20						
30						

2. 试用计算方法求出温度 70℃、湿含量 0.053kg/kg 干空气的的热含量、水蒸气分压、相对湿度、湿比热容、湿比体积及露点(设空气的总压为 99.9kPa)。

3. 以间壁式冷却器冷却温度 60℃、相对湿度 20% 的空气。空

气流动方向与冷却水流动方向相反。若冷却进行至该空气的露点以下,直至  $20^{\circ}\text{C}$ 。冷却水的温度自  $15^{\circ}\text{C}$  升至  $25^{\circ}\text{C}$ 。冷却器的传热面积为  $15\text{m}^2$ 。平均传热系数为  $46.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。试求每小时所冷却的空气量(以干空气计),冷却水用量以及空气在冷却前后的水气分压。

4. 将温度  $15^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度 80% 的空气,通过加热器加热至  $70^{\circ}\text{C}$ 。以后以循环冷却水进行绝热冷却至相对湿度为 90%。试求:(1)处理后空气的温度和湿含量;(2)对每  $1\text{kg}$  干空气的加热量;(3)对每千克干空气的冷却水蒸发量。

5. 要将一种水分含量 40% (湿基)的蛋白源,置于相对湿度为 40%、温度为  $25^{\circ}\text{C}$  的空气中,问这种物料将吸湿受潮或脱水干燥?理论上达平衡时,物料的水分含量是多少?

6. 切丁马铃薯在并流洞道式干燥器中进行干燥,从初湿度  $3.0\text{kg}/\text{kg}$  干固体干燥到  $1.0\text{kg}/\text{kg}$  干固体。湿料散放在  $900\text{mm} \times 1800\text{mm}$  的浅盘上,盘上负荷为  $7.56\text{kg}$  湿料/ $\text{m}^2$ 。全洞道可容纳 8 小车,每小车有 18 只浅盘。外界空气的温度为  $27^{\circ}\text{C}$ ,相对湿度为 40%,进干燥室前先预热至  $93^{\circ}\text{C}$ ,空气流量为  $1000\text{kg}$  干空气/ $\text{min}$ 。今假定干燥完全在恒速阶段内进行,传质系数  $k_x = 245\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot\Delta X)$ 。试确定干燥速度、干燥时间和干燥器的生产能力(以干物料计)。设从干燥室排出空气的温度为  $60^{\circ}\text{C}$ 。

7. 某物料在某恒定干燥情况下的临界湿含量为  $0.16\text{kg}/\text{kg}$  干料。平衡湿含量为  $0.05\text{kg}/\text{kg}$  干料。将其湿含量从  $0.33\text{kg}/\text{kg}$  干料干燥到  $0.09\text{kg}/\text{kg}$  干料,需时 7h,问继续干燥至  $0.07\text{kg}/\text{kg}$  干料,再需时多少?

8. 在某恒定干燥情况下,干燥梅子表现为降速阶段的特点。测得在 5h 内可将梅子从初湿度 68.7% (湿基)干燥到 46.2% (湿基),并测得其平衡湿度为 0.017 (干基)。今有一批梅子,其初湿度为 50% (湿基),欲在相同的干燥情况下进行干燥,试估计经 20h 干燥后梅子的湿度是何值。

9. 切碎的胡椒在逆流带式干燥器中从初湿度 90% (湿基)干燥

到终湿度 15% (湿基)。干燥介质新鲜空气的温度为  $32^{\circ}\text{C}$ , 相对湿度为 30%, 先经加热至  $74^{\circ}\text{C}$ 。今希望离干燥器空气的相对湿度 70%, 并假定在整个干燥器内所进行的是绝热干燥, 试求:

(1) 每 1kg 干固体所需的干空气量;

(2) 若加入干燥器每小时 1t 物料, 加热器每小时应对空气供热多少。

10. 在并流干燥器中, 每小时将 1.5t 切丁胡萝卜从初湿度 85% 干燥到 20% (湿基)。新鲜空气的温度为  $27^{\circ}\text{C}$ , 相对湿度为 60%。空气预热温度为  $93^{\circ}\text{C}$ , 空气流量为 400kg 干空气/kg 干料, 试求:

(1) 若空气湿球温度保持不变, 离干燥室空气的温度。

(2) 从工业干燥器操作观察到实际规律是湿含量每增加 0.001kg 水/kg 干空气, 干球温度将降落  $2.8^{\circ}\text{C}$ 。若符合此规律, 求离干燥器空气的温度。

(3) 每小时加热空气所需的热量。

(4) 若同样流量的空气是由 50% 新鲜空气和 50% 废气混合而得, 重复上三项的计算, 并做比较分析。

11. 某回转干燥器每天 24h 可处理盐类结晶 10t, 从最初水分 10% 干燥到 1% (湿基)。进干燥室的热风温度为  $97^{\circ}\text{C}$ 。相对湿度为 5%, 流动方式为逆流。假定所进行的是绝热干燥, 空气离开时的温度为  $65^{\circ}\text{C}$ , 相对湿度为 25%, 试求:

(1) 空气进入和离开干燥室时的湿含量;

(2) 每小时除去的水分量;

(3) 每天的产品量。

12. 某干燥过程采用干球温度  $25^{\circ}\text{C}$ 、湿球温度  $16^{\circ}\text{C}$  的空气, 经预热至  $60^{\circ}\text{C}$  后进干燥室。在干燥过程中, 物料和输送机械进出的热损失以及设备的散热损失少于干燥室内补充加热量。可认为  $\epsilon = 840\text{kJ/kg}$  水。已知空气离开时的温度为  $38^{\circ}\text{C}$ , 试求每小时在干燥器中蒸发 60kg 水分时原空气的消耗量。

13. 有中间加热的三段干燥器。每小时送入湿料 1.8t, 其湿度从进入时的 39% 降低到卸出时的 8%。空气预热器和两个中间空气

加热器将新鲜空气或中间空气均加热到  $70^{\circ}\text{C}$ 。新鲜空气的温度为  $20^{\circ}\text{C}$ 。假设在每一段干燥室中所进行的均为绝热干燥,每段出来的空气均被水气饱和到相对湿度等于  $60\%$ 。已知排气温度为  $45^{\circ}\text{C}$ 。试求:

(1) 每小时的空气用量;

(2) 预热器及各中间加热器中的加热蒸汽消耗量( $130^{\circ}\text{C}$  饱和水蒸气,凝水于饱和温度下排出)。

14. 在连续带式干燥装置的中间一级干燥室中,将洋葱从湿度  $75\%$  干燥到  $15\%$  (湿基)。进干燥室的热风是由室外新鲜空气( $t = 27^{\circ}\text{C}$ 、 $\varphi = 30\%$ )与循环废气混合并加热而得。进风温度为  $71^{\circ}\text{C}$  在干燥室内,空气(混合气)的流量对每千克干固体为  $220\text{kg}$  干空气。假设空气在干燥室内的湿球温度保持不变,离开时的温度大于湿球温度  $8.3^{\circ}\text{C}$ 。试近似确定新鲜空气与废气的混合比例。(暗示:近似计算时,引用热含量算式)。

15. 马铃薯制品  $100\text{kg}$  经某干燥器脱水处理后,水分从  $80\%$  降低至  $10\%$ 。若所耗用的加热蒸汽(表压  $7 \times 10^4 \text{N/m}^2$ )为  $450\text{kg}$ ,将  $22\,500\text{m}^3$  干空气加热,使其温度从  $25^{\circ}\text{C}$  升至  $70^{\circ}\text{C}$ 。加热后的空气通过干燥室温度降至  $50^{\circ}\text{C}$ 。试计算:

(1) 干燥器热效率;

(2) 干燥效率;

(3) 蒸发效率。已知新鲜空气  $\varphi = 30\%$ 。

16. 以斜槽式压强喷嘴,在  $100\text{kg/cm}^2$  的压强下,对  $70^{\circ}\text{C}$  浓奶进行喷雾。已知喷孔直径为  $1.0\text{mm}$ 。喷嘴流量系数  $C_0 = 0.3$ ,  $70^{\circ}\text{C}$  浓奶的密度为  $1\,140\text{kg/m}^3$ ,黏度为  $20\text{MPa}\cdot\text{s}$ ,表面张力为  $0.049\text{N/m}$ 。已知喷嘴常数  $K_s = 0.78$ ,试计算。

(1) 通过喷嘴的浓奶流量;

(2) 喷雾液滴的平均直径( $d_{vs}$ )。

17. 某带叶板的离心喷雾盘,其直径为  $250\text{mm}$ ,叶板数为  $20$ 。叶板高度为  $28\text{mm}$ 。料液的相对密度为  $1.5$ ,黏度为  $80\text{cP}$ 。试问当料液流量为  $60\text{kg/min}$  和  $120\text{kg/min}$  时,液体离开喷雾盘时的径向速

度、圆周速度和喷射角。已知喷雾盘的转速为 10 000r/min。假定液体均匀分配到各片叶板。

18. 某工业用离心喷雾器, 转盘直径为 225mm。其转速为 18 000rpm。盘上有叶板 240, 板高 9.4mm。今欲得细喷雾。加料流量为 1 000kg/h, 试计算平均滴径。已知料液性质:  $\rho = 1\,120\text{kg/m}^3$ ,  $\sigma = 7.4 \times 10^{-4}\text{N/cm}$ ,  $\mu = 1\text{MPa}\cdot\text{s}$ 。

19. 将上述离心盘用于浓奶的喷雾。已知浓奶的密度为  $1\,120\text{kg/m}^3$ , 表面张力为  $0.04\text{N/m}$ , 黏度为  $15\text{cP}$ 。试计算: (1) 喷射角; (2) 平均滴径; (3) 喷矩最大半径。

20. 如上题, 已知进风温度为  $120^\circ\text{C}$ , 试根据经验算式确定干燥塔的塔径和塔高。并核算体积干燥强度。已知浓奶的水分含量为 50% (湿基), 干燥后产品的水分含量为 2.5%。

# 实 验

## 实验一 圆管沿程阻力的测定

### 一、实 验 目 的

(1) 观察并测定流体稳定流过直圆管中能量损失情况,并同理论值或经验公式相比较。

(2) 掌握管道沿程阻力系数的测定方法。

(3) 了解阻力系数在不同流态下的变化情况。并从实验曲线中定出由层流向湍流转换的临界雷诺数。

### 二、实 验 原 理

取 I、II 两截面列能量方程:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_f$$

因实验管段水平,且为均匀流动,有  $Z_1 = Z_2$ ;  $d_1 = d_2$ ;  $v_1 = v_2$   
得

$$h_f = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \Delta h$$

根据上式,测压管水头差即为沿程水头损失  $h_f$ ,同时根据实际流量计算平均流速  $v$ ,将所得  $h_f, v$  数据点绘在坐标纸上,就可确定沿程水头损失与流速关系。又根据沿程阻力公式:

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

可求得沿程阻力系数  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{2gdh_f}{lv^2}$$

### 三、实 验 装 置

圆管沿程阻力的测定实验装置图(图实-1)。

实验台主要由三根不同粗细的实验管路组成。每根管子的中间  $L$  长度的两端断面上设有测压孔,可用 U 形水银压差计测得管路实验长度  $L$  上的沿程水头损失。管路的流量测量采用电测水位和数显流量的方法。

利用水泵 12 将贮水箱 11 中的水打入试验管路,经稳流罐 10 稳定水流和排除管路中的气泡,再通过出水阀门 2 可以控制水流量。阀门口的下面装有回水水箱和计量水箱,计量水箱里装有电测水位装置 1(由浮子、光栅水位尺和光电传感器等组成)。由此,可在电测流量仪 3 上直接显示试验时流体流量,数字显示为流体体积  $v(L)$  和相应的出流时间  $t(s)$ ,从而可称出试验管路的流体流量来。而回流体可经集水槽 13 回流到贮水箱 11 中。

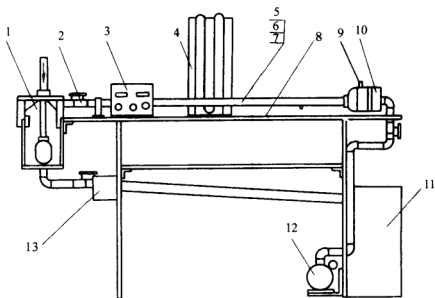


图 实-1 圆管沿程阻力的测定实验装置图

- 1—电测流量装置及其计量水箱 2—出水阀门 3—电测流量仪 4—测压管  
5—内径  $\phi 7\text{mm}$  沿程阻力试管 6—内径  $\phi 9\text{mm}$  沿程阻力试管  
7—内径  $\phi 15\text{mm}$  沿程阻力试管 8—试验台桌 9—放气阀门 10—稳流罐  
11—贮水箱 12—水泵 13—集水槽

## 四、实验操作

### (一) 实验前的准备

(1) 熟悉实验装置的结构及其流程。

(2) 进行排气处理。按下电测流量仪 3 上的水泵开关,启动水泵。慢慢打开出水阀门 2,让水流经稳流罐 10,流入试验管道和测压导管,最后流回水箱。由稳流罐上的放气阀门 9 可将系统内的气体排出。气体排净后,关闭放气阀门 9 和 U 形管压差计上部的排气小阀门,此时 U 形压差计不再与大气联通。

(3) 检查并调整电测流量装置,使其能正常工作。

(4) 测试水温。

### (二) 进行实验,测录数据

(1) 调节出水阀门 2,使 U 形压力计的压差指示  $\Delta h$ 。约为 20mm 左右,以这个压差为第一试验点,并通过电测流量装置测出相应的水流流量  $q_V$ 。

(2) 逐步开大出水阀门的升度,测读相应的压差  $\Delta h_i$  和流量  $q_V$ 。建议做 10 个测点,直到压差达到接近最高高度为止。

(3) 本试验装置可以进行不同粗细管道的三组试验测试,试验方法同上。

## 五、实验数据处理和分析

根据沿程阻力损失  $h_f$  计算沿程阻力系数  $\lambda$ :

$$h_f = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}$$
$$\therefore \lambda = \frac{2g\pi^2 d^5}{16Lq_V^2} h_f$$

式中  $d$ ——试验管道内径,m;

$L$ ——试验管道试验段长度,m;

$q_V$ ——试验时的体积流量,m<sup>3</sup>/s;

$h_f$ ——试验段的阻力损失,m。



计算相应的雷诺数:

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4q_v d}{\pi d^2 \nu}$$

式中  $\nu$ ——试验工况下水的运动黏度,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

$v$ ——试验工况下水流的平均流速,  $\text{m/s}$ 。

实验测试数据和计算结果可填入下表

$d =$        $\text{mm}$        $L =$        $\text{mm}$       水温 =       $^{\circ}\text{C}$

次序	$h_1$ /mmHg	$h_2$ /mmHg	$\Delta h$ /mmHg	$V$ / $\text{m}^3$	$t$ /s	$q_v$ /( $\text{m}^3/\text{s}$ )	$v$ /( $\text{m/s}$ )	$\lambda$	$Re$
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
8									
9									
10									

注: 计算时应把表中 mmHg 换算成  $\text{mH}_2\text{O}$ 。

分析以上实验结果:

- (1) 用对数坐标纸关联一定  $i/d$  下摩擦因数与雷诺数之间关系。
- (2) 用你的实验结果估算一下工程问题的阻力损失。

## 实验二 离心泵特性曲线的测定

### 一、实验目的

- (1) 熟悉离心泵操作, 了解离心泵的结构和特性。
- (2) 学会离心泵特性曲线的测定方法。

## 二、实验原理

泵是输送液体的机械,在选用泵时,可根据生产要求的流量和扬程,参照泵的特性来决定。对一定类型的泵,其特性主要是指在一定转速下,泵的流量、扬程、功率和效率等。

泵的扬程,可根据泵进出口管路上装的真空表和压力表的读数计算,其计算式为:

$$H_e = \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} + h_0 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g},$$
$$H_e = H_{\text{压}} + H_{\text{真}} + h_0 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g},$$

式中  $h_0$ ——二测压截面间的垂直距离,m;

$H_{\text{压}}$ 、 $H_{\text{真}}$ ——压力表和真空表所测读数,mH<sub>2</sub>O;

$v_2$ 、 $v_1$ ——进口和出口管中液体的流速,m/s。

在实验时,除了测量流量、扬程外,还得测功率,然后算出效率。

泵的效率为有效功率和轴功率之比值。

$$\eta_{\text{泵}} = \frac{P_e}{P_{\text{轴}}}$$

泵的有效功率(kW):

$$P_e = \frac{P_e q_V \rho g}{1000}$$

式中  $q_V$ ——泵排出的体积流量,m<sup>3</sup>/s;

$\rho$ ——输送液体的密度,m<sup>3</sup>/kg。

在实验中如不测定泵的轴功率而测定电机的输入功率,则可求得包括电机效率和传动效率在内的总效率:

$$\eta_{\text{总}} = \frac{P_e}{P_{\text{电}}}$$

因此使泵在一定转速下运转,测出对应于各种流量的扬程、轴功率、泵效率等值,即可求出泵的特性,将这些关系整理后用曲线表示,即为泵的特性曲线。

### 三、实验装置

本实验由被测的离心泵一台及进出管路蜗轮流量计,控制阀门,真空表和压力表组成的一个测试循环回路。

用单相功率表测量一相的电机输入功率,电机的输入功率看成是  $P_{\text{总}} = 3(\text{相数}) \times \alpha(\text{仪表系数}) \times \text{表头读数}(\text{W})$ 。

蜗轮流量计的显示仪表采用 XJP-10 转速数字显示仪的频率测量挡,其瞬时流量:

$$q_v = \frac{f(\text{频率})}{\zeta(\text{蜗轮流量系数})}$$

由温度计测量水温。

测试流程如图实-2 所示。

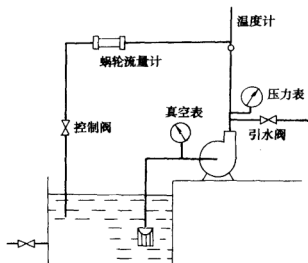


图 实-2 泵特性曲线测试流程

### 四、实验操作

(1) 引水灌泵启动离心泵,启动前要关闭泵的出口阀和拉开功率表的开关。

(2) 在最大的流量范围内合理分割流量进行实验布点。由离心

泵出口调节阀调节流量的大小。

(3) 在每一次流量调节稳定后,读取各参数的数据并记录,特别不要忘记流量为零时的各有关参数。

(4) 实验前要注意仪表电流和供给蜗轮流量变送器的 12V 稳压电源的开启。

## 五、实验数据的处理和分析

(1) 写出所测定离心泵的类型和规格,设备编号及泵性质的有关参数;

(2) 将实验中获得记录数据分组按前述的计算公式算出扬程、流量、功率、效率等数值,并列成表格。

(3) 按实验结果画出离心泵的特性曲线图,并和制造厂给出的数值进行分析比较。

## 实验三 板框式压滤机过滤常数的测定

### (一) 实验目的

(1) 了解和掌握板框压滤机的结构和操作原理。

(2) 熟悉压滤操作的全过程,包括组装、过滤、洗涤、去滤渣、洗净等实际操作。

(3) 测定恒压过滤时板框压滤机的过滤常数  $K$ 、 $V_e$  及  $\theta_e$ 。

### (二) 实验原理

过滤是分离液-固悬浮液的机械过程。利用能通过液体而截流固体粒子的多孔滤膜,阻挡悬浮液中的固体粒子。在滤膜两边压强差的作用下,液体通过滤膜,而固体粒子积存在滤膜上,形成滤渣层。

过滤设备的生产能力用过滤速率来表示,过滤速率是单位时间内经过  $1\text{m}^2$  过滤滤膜表面的滤液量。影响过滤速率的基本因素为:压强差、滤渣厚度、悬浮液的性质及液体的温度等。

过滤速率: 
$$v = \frac{dV}{Sd\theta}$$

当过滤在恒压下操作时,  $v = \frac{dV}{Sd\theta} = \frac{KS}{2(V + V_e)}$

即:  $\frac{\Delta\theta}{\Delta V} = \frac{2}{KS^2} \bar{V} + \frac{2}{KS^2} V_e$

将上式以纵坐标  $\frac{\Delta\theta}{\Delta V}$  和横坐标  $\bar{V}$  画一条直线, 做恒压过滤曲线, 可得斜率和截距, 从而确定过滤常数  $K$ 、 $V_e$  及  $\theta_e$ 。

### (三) 实验装置及流程

本装置中压滤机采用不锈钢切向型多层压滤机, 由配料槽、污水泵、恒压料槽、恒压水槽、计量槽及空气压缩机等组成, 其流程示意图实-3所示。

悬浮液在配料内配成一定浓度后由污水泵送入恒压料槽, 并用污水泵对恒压料槽内料液进行循环搅拌, 并用压缩空气(恒压)将滤浆压入压滤机进行压滤, 滤液流入计量槽并对其计时计量。

本装置用自来水通过相应的管线对设备进行清洗。

### (四) 操作步骤及注意点

(1) 配料、开阀 25 将清水放入配料槽约 50kg 后关 25 阀。然而称取  $\text{CaCO}_3$  粉末(或其他固体颗粒)2.63kg 倒入配料槽内。

(2) 开动空气压缩机(空压机限定压强可设置到 0.2MPa), 开阀 24 用压缩空气对料液进行搅拌。开阀 23、21、17, 并启动污水泵, 将滤浆全部引入恒压料槽。然后关阀 23、21, 再开阀 18, 使恒压料槽内滤浆由污水泵进行循环搅拌。

(3) 开阀 12 将清水注入恒压水槽内, 开阀 13 观察水量是否足够, 等到有水流出, 就关阀 12、13, 阀 16 和阀 13 作用相同。

(4) 调节恒压阀压强指数, 一般调至 0.10~0.12MPa, 然后开阀 11、15。

(5) 开阀 1、2、6, 滤浆由压缩空气压入压滤机, 开阀 3 或阀 4(计量时只能开其中一只)滤液就由压滤机进入计量槽, 并对其滤液量  $V$  和对应时间进行记录, 当压滤机进口压力表读数大至与恒压料槽上压力相近时, 就结束本次测量, 开阀 9 或阀 10 可将滤液排出。

(6) 关阀 6, 开阀 7, 用清水对滤渣进行洗涤, 同时测量滤液量及

对应时间,即可得到过滤末速度。

(7) 关阀 3(或阀 4)及阀 7,开阀 5,阀 8,用压缩空气对滤渣吹一下气,有利于滤渣脱落,然后关阀 5,阀 8,卸滤渣并洗净滤布,如恒压料槽内有余料,可开阀 26 或阀 19,用空气将余料压入配料槽内或排出,最后关阀 11、阀 15,关空气压缩机。

(8) 实验结束前,还应对设备进行清洗,具体步骤如下:开阀 14、18、21、22,再关阀 17,开阀 20,通过污水泵将废液排出外,最后关污水泵,关所有阀门,结束实验。

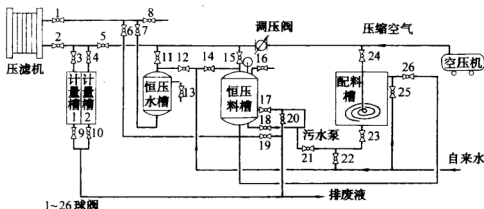


图 实-3 板框压滤机装置流程图

## 实验四 液体黏度的测定(滚动落球黏度计)

### (一) 实验目的

1. 了解滚动落球黏度计测量液体粘度的基本原理。
2. 掌握滚动落球黏度计测定液体粘度的方法。

### (二) 实验原理

内径为  $d$ 、与水平方向倾角为  $\theta$  的圆管内充满液体,一直径为  $d_p$  的球体以速度  $v$  匀速下落。 $d$  和  $d_p$  相差较小,可以将流体看成以爬流形式掠过球和壁形成的窄缝,球体所受的曳力与重力相平衡。由流体力学知识或因次分析法可以得出:

$$\mu = \frac{k'(\rho - \rho_0)}{v}$$

$k'$  为比例常数,与  $d$ 、 $d_p$ 、 $\theta$  及重力加速度  $g$  有关;  $\rho$  和  $\rho_0$  分别是试球和试液的密度。实验过程中只要测定球体在试液中的运动速度  $v$  就可求取该试液的黏度  $\mu$ 。

### (三) 实验步骤

(1) 调节仪器水平,调节超级恒温槽循环供水温度。

(2) 选择合适的试球,使得试球在测定线距离内下落时间不少于 30s。

(3) 将试验液沿测定管内壁注入,其液面低于测定管顶部 15mm 左右。用试球钳将选定的试球轻轻夹注放入测定管中,盖好漏斗塞和外塞子;如果试液对橡胶有腐蚀作用或属于高温液体,可改用金属漏斗塞和塞子。旋上管盖,待测定液中气泡完全消失以及恒温水槽温度保持在所需温度的  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ ,并已恒温 15~30min,则可测定。

(4) 操作时,当试球下降到环形测定线  $m_1$  时按下秒表,到达测定线  $m_2$  时停止秒表,记录试球下落时间。在启动和停止秒表的瞬间应使试球下缘或中心与环形测定线相切,观察时测定线前后应重叠。

(5) 用右手大拇指和食指轻轻拉出定位轴,将黏度计机身旋转  $180^\circ$ ,使试球回到测定管顶部,然后进行第二次测定。但测试开始的第一、二次数据作为预测用,应弃去。从第三次开始,连续反复测定五次,计算时间平均值。

(6) 改变水浴温度可继续测定。

(7) 测定或查取相应温度下试液的密度。

(8) 计算被测液体在一定温度下的黏度。

### (四) 实验分析

(1) 测定线选择在中间的原因是什么?

(2) 分析本实验的误差原因。

## 实验五 冷库制冷系统制冷系数测定

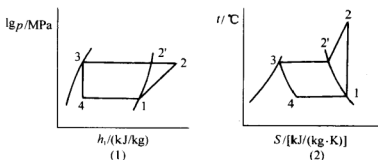
### 一、实验目的

- (1) 通过实验加深对制冷基本原理的理解。
- (2) 掌握制冷系数的测定方法。
- (3) 比较不同操作条件下制冷系数的异同。

### 二、实验原理

冷库制冷系统的工作原理如图实-4,图实-5所示,制冷剂的低压蒸汽在压缩机气缸内压缩成高压过热蒸汽(等熵过程,图中1→2)。经过油分离器后,进入冷凝器冷却、冷凝成氨液,把热量传递给水(等压过程,图中2→3)。高压氨液从贮氨器经调节站通过膨胀阀节流降压(等比焓过程,图中3→4)。在氨液分离器分离后,进入冷排,发生冷效应(等压等温过程,图中4→1),使冷库内的空气及物料温度下降。从蒸发器出来的低温低压蒸汽经过氨液分离器后分离出液体再进入压缩机压缩。

整个制冷循环可在压-比焓图及温熵图上表示出来,如图实-4所示。



图实-4 冷库制冷循环的压-比焓图和温熵图

制冷循环的制冷系数可由下面的式子算出:

#### 1. 理论制冷系数 $\epsilon_t$



$$\epsilon_t = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

式中  $h_1, h_2, h_4$  分别指与图实-4(1)中状态点 1、2、4 相对应的比焓值。

## 2. 实际制冷系数 $\epsilon$

$$\epsilon = \frac{Q_1}{P}$$

式中  $Q_1$ ——制冷机制冷量, 已知蒸发温度可由压缩制冷机性能曲线查出, kW;

$P$ ——压缩机的功耗, 可由电度表间接得到, kW。

## 3. 与操作条件相同的理想循环制冷系数 $\epsilon_i$

$$\epsilon_i = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

式中  $T_1$ ——蒸发温度, K;

$T_2$ ——冷凝温度, K。

# 三、实 验 装 置

冷库制冷系统, 其流程图如图实-5 所示, 在冷凝器和蒸发器上均装有压力表可供调节时参考。

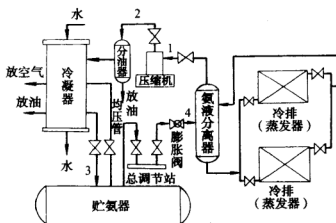


图 实-5 冷库制冷系统流程图

## 四、实验步骤

### 1. 同一制冷剂不同操作条件下制冷系数测定

#### 实验前的准备工作

(1) 对制冷系统进行全面检查,如符合操作要求,可进行下面操作。

(2) 空转检查,看有无发热、噪音等异常现象。

(3) 试漏检查,如有漏损立即修复。

(4) 充灌制冷剂(氨),添加润滑油。

(5) 对制冷系统进行总体调试。

#### 实验操作步骤:

(1) 调节压缩机排气阀开启度,使冷凝器内压强  $p_2$  维持恒定,并测出其大小。

(2) 在  $p_2$  恒定的条件下,调节膨胀阀开启度,使蒸发器内压强适当改变,读取 5~6 组数据为蒸发压强  $p_1$  的值。

(3) 每调节一次  $p_1$ ,维持恒定一段时间,读取电度表读数  $W$ 。

(4) 调节膨胀阀开启度,固定  $p_1$ ,并读出  $p_1$  的值。

(5) 在  $p_1$  恒定的条件下,调节压缩机排气阀开启度,使  $p_2$  适当改变,读取 5~6 组数据为  $p_2$ 。

(6) 每调节一次  $p_2$ ,维持恒定一段时间,读取电度表读数  $W$ 。

### 2. 不同制冷剂相同操作条件制冷系数比较

#### 实验前的准备工作:

(1) 如有必要,重复 1. 的相关部分。

(2) 更换制冷剂(根据实际情况),添加润滑油。

#### 实验操作步骤:

同 1., 注意使所控制压强对应相等,以方便进行比较。

## 五、数据整理及结果

(1) 实验测得数据可参考下表进行记录:

制冷系数测定数据记录表

序号	冷凝器压强 $p_2$ /MPa	蒸发器压强 $p_1$ /MPa	电度表读数 $W$ /kW·h	备注

(2) 实验数据的整理可参考下表进行:

制冷系数测定数据整理表

序号	冷凝温度 $t_2/^\circ\text{C}$	蒸发温度 $t_1/^\circ\text{C}$	制冷量 $Q_1/\text{kW}$	功耗 $P$ /kW	理想制冷 系数 $\epsilon_i$	理论制冷 系数 $\epsilon_t$	实际制冷 系数 $\epsilon$	备注

注: 冷凝温度  $t_2$ 、蒸发温度  $t_1$  可由不同制冷剂的“蒸发温度与蒸发压强曲线”, 及“冷凝温度与冷凝压强曲线”查得。制冷量可由相应压缩机性能曲线查得。功耗据电度表读数换算。假定制冷循环为干饱和循环。

## 实验六 制冷设备的调试

### 一、实验目的

- (1) 了解制冷设备的基本构成和操作。
- (2) 熟悉制冷设备的工作原理。
- (3) 理解正确调试制冷设备的意义。

### 二、实验原理

本实验以冷藏箱为例进行制冷设备的调试。冷藏箱主要由箱体、制冷系统和电气设备组成, 其制冷系统和其他设备一样主要由压缩机、冷凝器、蒸发器、调节阀等组成, 如图实-6 所示。

基本制冷原理是制冷剂在制冷系统中进行循环, 其液体在适当的压强下蒸发, 本身达到更低的温度, 从而吸收被冷却物体的热量,

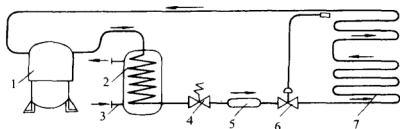


图 实-6 冷藏箱制冷系统图

- 1—压缩机 2—冷凝器 3—冷却水管 4—电磁阀  
5—过滤器 6—热力膨胀阀 7—蒸发器

使其降温。制冷剂吸收了被冷却物体的热量后在压缩机的作用下变为压强和温度都很高的蒸气，随后又将更多的热量传给冷却介质，自身被还原为液体。制冷系统的整个循环可概括为节流膨胀、蒸发、压缩和冷凝等4个基本过程，分别在图实-6中的膨胀阀、蒸发器、压缩机及冷凝器中完成。为便于自动控制，有些冷藏箱在冷凝器出液口处加装电磁阀，电磁阀和压缩机同时开动和停止，防止发生冲缸故障。冷凝器为水冷式，在冷凝器中由冷却水把高温高压制冷剂气体凝结为液体，并将其热量带走。

由制冷原理可知，制冷设备若能正常操作其实质是系统内部各部件间及其与制冷剂的密切配合。为保证制冷机正常工作各部件间的连接要有可靠的密封性，因为在整个制冷系统中不论它是否运转，在它的每一个部件和管路内都充满了制冷剂，其压强不是比大气压强高几倍或十几倍，就是低于大气压强。这样若管路连接不严密，不是造成制冷剂泄漏，就是导致空气渗入。如果制冷剂泄漏，则制冷剂越来越少，制冷能力越来越小，制冷机不能正常运转。如果空气渗入则导致①系统内不凝性气体越来越多，占去一定的传热面积而削弱传热，使冷凝压强和冷凝温度显著升高，影响正常制冷；且因空气有一定分压，排气压强应为冷凝压强和空气压强之和，排气压强也随之越来越高。②空气中的水分会在低温下结冰而造成堵塞。③单位体积制冷量减少，制冷能力降低，且由于排气压强升高，压缩机负荷增大，耗电量也随之增大。这些都使得制冷机不能正常运转。其次系

统内各部件要清洁,更不可有水分和潮气侵入,若有水分存在于系统内则①会造成冰塞。②水会与氟利昂发生化学反应生成卤氢酸而腐蚀管道,产生杂质堵塞管道发生拉缸或吸排气困难等故障。③水分还会使压缩过程升温升压,从而使一部分水分形成蒸汽,冲破气缸润滑油膜而加速气缸磨损,严重影响制冷机正常运转及制冷机使用寿命。

此外,制冷设备在运输中不得倾斜搬运,因为倾斜搬运会使压缩机下部润滑油进入制冷系统的管路中轻者使制冷效率下降,重者会堵塞管路而无法制冷。正确的搬运方法是直立搬运,倾斜角不得超过 $20^{\circ}\sim 30^{\circ}$ ,绝对禁止平放。

组装完备,外观连接完好的制冷系统能否进行正常工作,这就需要进行调试。

### 三、实验装置

冷藏箱,其制冷体系如图实-6所示。

### 四、实验步骤

对制冷设备的调试一般应做好如下工作:

#### 1. 调试前的检查

(1) 检查电气控制盘上的全部电器元件,察看有无缺损和松脱,可动部分是否灵活可靠。

(2) 检查各电动机绕组的绝缘电阻,380V电动机的合格值为 $0.5M\Omega$ 。

(3) 开启进水阀门,观看水流是否畅通,水压是否在 $150kPa$ 上,给排水系统有无渗漏缺陷等。

(4) 检查鼓风机和开启式压缩机的旋转方向,应符合箭头指向。

(5) 开启压缩机的排气阀和冷凝器上的进气阀,即从压缩机的排气口至冷凝器之间的全部阀门都必须打开,防止压缩机运转时,其高压通道受阻,造成严重事故。

(6) 检查电磁阀是否和压缩机同时动作,即压缩机运行,电磁阀接通,压缩机停止运转,电磁阀关闭。

(7) 检查电加热、电加湿器和鼓风机的电气连锁作用。必须保证鼓风机停车时,电加热和加湿器均不能投入运行。

(8) 检查压缩机润滑油是否在视油镜中线,不足者应补充。

## 2. 空运转

(1) 将压缩机吸、排气阀全部关闭,打开排气阀上的多用通道,使压缩机的排气口和外界相通。

(2) 对于开启式压缩机,起动前应人工盘动皮带轮或联轴器,检查曲轴转动是否灵活,有无卡住现象。

(3) 先断续起动压缩机数次,观察无异常现象后,再正式启动压缩机,空运转 2h。

(4) 空运转检查项目有:压缩机各摩擦部件的温度不应高于室温  $25\sim 30^{\circ}\text{C}$ ;各运动部件声音正常,没有杂音;轴封与各密封面无漏油现象;润滑油油压应比吸气压强高  $150\sim 300\text{kPa}$ (不带能量调节装置的压缩机,油压较吸气压强高  $75\sim 200\text{kPa}$ );运行中油温应低于  $70^{\circ}\text{C}$ ,并且油面应在视油镜中线。

## 3. 试漏

试漏是调试工作中十分重要的一环。试漏包括气压试验、真空试验和充液试验三项,具体如下:

### (1) 气压试验。

#### a. 试验压强和检漏部位的确定

将压缩空气或氮气充入制冷系统中,进行系统气压试验(打压试验)。如有条件,高、低压部分可以分开进行,通常试验压力与所用制冷剂性质有关,如用 F-22 为制冷剂则高压部分压强可取  $1.8\text{MPa}$ ,低压部分压强可取  $1.2\text{MPa}$ ,若用 F-12 为制冷剂则可分别取为  $1.6\text{MPa}$  和  $1.0\text{MPa}$ 。试验时最好采用氮气,当充入系统内的气体的压强达到规定值时,停止充气,采用涂刷肥皂水的方法,逐个检查可能泄漏的部分。有泄漏时涂刷部位有肥皂泡。

蒸发器部分。应检查液管进口的螺母接头、气管出口的法兰或螺母接头以及蒸发器的弯头等。

冷凝器部分。应检查进气法兰、供液法兰、螺母接口、管子与端

盖的衔接部位等。

压缩机部分。应检查轴封法兰、视油镜、油塞、油泵盖、气缸盖及螺栓等,还有前后轴承端盖及连接螺栓,连接管路的全部接头和螺母以及有纸垫、铜垫的地方。

各类截止阀。应检查进出接管与法兰、阀芯的填料与螺纹处、电磁阀行程套管焊缝、膨胀阀盖头和阀体的螺纹连接处等。

压力表与继电器。应检查接头螺母、波纹管及其连接处等。

#### b. 检漏和修复

检漏时要仔细耐心地观察,凡泄漏大处,涂刷肥皂水会冒起大气泡,并伴有微小的“啞啞”声。轻微泄漏的地方仅仅冒出间断的小泡,泄漏点如果发生在螺纹连接处,则需拧紧螺纹,再用肥皂水检查,反复数次直到不漏为止。如果遇到焊缝或垫片等损坏情况,泄漏点不能立即修复时,可先做出记号,待全部查清后,放净气体,再行修复。

补焊时,必须注意将系统压强降到大气压强以后,才能进行补焊,绝不允许在有压差的条件下进行。修理后,还要重复进行检漏试验,直到彻底清除泄漏为止。

衡量系统检漏合格的一般标准,是使系统按照试验压强充气24h,最初6h内由于环境温度的变化,允许压强降低30kPa,以后18h内,系统内压强需保持不变。

若无氮气或压缩空气可用压缩机本身进行打压试验,但易发生事故应尽量少用。

(2) 真空试验。气压试验合格后还要进行真空试验,以检查系统在真空条件下的密封性,为充灌制冷剂做好准备。全封闭式压缩机制冷系统抽真空时,必须在灌气管上接一个修理阀及真空泵,其连接方法如图实-7所示。

全封闭式压缩机制冷系统,凡经过打压试验,长时间露置于空气中或清理污垢后一定要经过干燥处理,才能充灌制冷剂。

抽真空操作最好和系统的干燥处理同时进行,将整套系统放入干燥箱内,在温度110~120℃下烘干4h,同时进行抽真空。如果没有大型烘干设备,可用酒精灯或喷灯将冷凝器、蒸发器和连接管路加

热,以便使水分蒸发抽出。加热时应注意不要损坏塑料、橡胶制品和

温度控制器的感温包。  
真空度越接近 100kPa 越好。

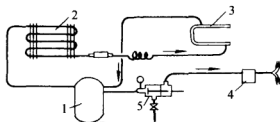


图 实-7 全封闭制冷系统真空泵安装

1—压缩机 2—冷凝器 3—蒸发器

4—真空泵 5—修理阀

开启式和半封闭式  
压缩机制冷系统的真空  
试验,最好也用真空泵  
本身抽空,具体操作步  
骤如下:

a. 开启制冷系统所有连接用的截止阀,关闭所有通向大气的截止阀。

b. 关闭压缩机上的排气截止阀,打开多用通道,并将压强继电器中的触点暂时接通,但抽空后,要注意复原。

c. 起动压缩机。徐徐开启压缩机吸气截止阀,把系统内空气抽出,从排气截止阀上的多用通道排掉。开始运行时,如发生喷油现象,可使压缩机点动开车,直到不喷油时,再转入连续运行。

d. 当真空度达 99kPa 以上,并在多用通道口感觉不到有气体排出时,即可停车,立即堵严多用通道。若能在 12h 内保持压强不升高,则认为真空试验合格。

e. 压缩机运转时,一定要保持油压在 0.15~0.2MPa,如油压过低,只允许断续或短时间开动。

(3) 充液试验。在完成气压试验和真空试验之后,为了进一步检查系统的密封性,做好充灌制冷剂和低压管道敷设保温材料的准备,在正式充灌制冷剂前,必须进行充液试验。

充液试验。向系统灌入氟利昂气体 100~200kPa,再注入氮气到规定试漏压强,用卤素校漏灯进行检漏,发现漏点立即修复。

充液试验完成后,要把系统内气体全部放净,并抽成真空。接下来便可正式充灌制冷剂。此外,制冷系统在运行过程中经常会出现缺少润滑油的情况应及时补充。



#### 4. 总体调试

对于冷藏箱等制冷设备在完成上述各项调试内容后,充灌制冷剂补足润滑油便可投入工作运行,在运行中进行总体调试。

a. 膨胀阀的调整。一般的制冷装置在仪表盘上都装有高、低压和油压压强表,压强表的读数直接反映制冷装置工况。总体调试中,应根据制冷剂的蒸发温度所决定的压强,确定膨胀阀的开启度。若压缩机运行中低压压强不达标,可调整膨胀阀的开启度。低压过低,开大膨胀阀;低压过高关小膨胀阀。调整时,要逐步转动膨胀阀的阀杆,不要一次调整过多。每调整一次后,应等系统运行一段时间,不合适时,再做2次调整直到合适为止。

b. 制冷能力的调整。制冷剂的蒸发温度和冷凝温度,决定压缩机的制冷能力;而蒸发温度和冷凝温度的高低,都通过系统中的高、低压表压强来表示,因此调整系统的制冷能力也可通过调整膨胀阀的开启度来实现。

c. 露点温度的自动控制。常用于空调机,如果恒温室内温度为 $23^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度为60%时,其露点温度为 $15^{\circ}\text{C}$ ,假定温差为 $10^{\circ}\text{C}$ ,则蒸发温度为 $5^{\circ}\text{C}$ 。调节膨胀阀,使低压保持在 $270\text{kPa}$ ,能量调节手柄放在手动100%的位置,在工作稳定情况下,再将手柄放于自动位置,压缩机各缸应100%工作,并且蒸发压强保持不变。这时把能量调节手柄右边的螺帽打开,用螺丝刀将调节螺丝顺时针慢慢旋紧,紧到一定程度时,就会出现压缩机一个缸一会儿工作,一会儿停止,从低压表可看出压强轻微波动。再将调节螺丝逆时针慢慢松动,直到压强波动消失为止。此时露点温度的自动控制已被调节好,将螺帽拧紧。

d. 温度控制器的调整。温度控制器的调整方法有一次调整法和逐步调整法两种。由于冷藏箱箱内温度一年四季保持不变,因此一般采用一次调整法。

一次调整法。将温度控制器感温包和标准温度计,同时放入一个存水容器内,慢慢改变水温,将控制器调节到触点启闭的指定温度上,然后在实际使用中稍加修正即可。

逐步调整法。根据气候条件,在使用现场调节各控制器,夏天调节控制降温、去湿温度计,冬天调节加热、加湿温度计。

经过上述调节后,制冷设备便可投入正常运行。

## 实验七 干燥速率曲线和传质系数的测定

### 一、实 验 目 的

- (1) 了解气流常压干燥设备的基本流程和工作原理。
- (2) 掌握物料干燥速率曲线的测定方法。

### 二、实 验 原 理

干燥操作是采用某种方式将热量传递给湿物料,使湿物料中水分蒸发分离的操作。干燥操作时伴有传热和传质,过程比较复杂,目前仍然依赖于实验来解决干燥问题。当确定湿物料的干燥条件时,例如已知干燥要求,当干燥面积一定时,确定所需干燥时间;或干燥时间一定,确定所需干燥面积,就必须掌握物料的干燥特性即干燥速率曲线。

湿物料的含水率可以用湿基含水率  $w$  和干基含水率  $c$  表示,在干燥操作中,由于绝干物料的量始终不变,采用干基含水率表示较为方便。 $w$  和  $c$  之间有如下关系:

$$c = \frac{w}{1-w} \quad (\text{实-1})$$

$$w = \frac{c}{1+c} \quad (\text{实-2})$$

在干燥实验中,记录不同时间  $\tau$  下湿物料的质量  $m$  (包括绝对干物料和水分),直到物料质量不再发生变化时为止,此时,物料中所含水分即为平衡水分  $c$ 。物料在某一时刻的含水率为:

$$c = \frac{m - m_c}{m_c} \quad (\text{实-3})$$

式中  $m$  ——物料在某一时刻的质量;  
 $m_c$  ——绝对干物料的质量。

物料中绝干物料质量的测定,是将物料放入恒温干燥箱内,在指定温度下干燥至恒重而获得。

将物料的含水率  $c$  与对应的干燥时间  $t$  做图,即可得到如图实-8 的干燥曲线。由曲线上可看出,干燥过程可以分为预热阶段(图中 AB 段)、恒速干燥阶段(图中 BC 段)和降速干燥阶段(图中 CE 段)三个阶段。其中预热阶段由于很短,在干燥计算中往往忽略不计。

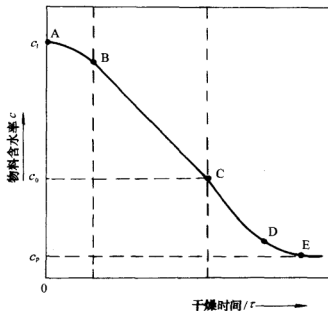


图 实-8 干燥曲线

干燥速率为单位时间内,单位干燥表面积上汽化的水分质量,即

$$v = \frac{dm_w}{Sd\tau} = - \frac{m_c dc}{Ad\tau} \quad (\text{实-4})$$

式中  $v$ ——干燥速率,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ;

$m_w$ ——汽化水分量,  $\text{kg}$ ;

$S$ ——物料的干燥表面积,  $\text{m}^2$ ;

$c$ ——物料的干基含水率,  $\text{kg 水}/\text{kg 干物料}$ ;

$\tau$ ——干燥时间,  $\text{h}$ 。

将图实-8中的数据换算成干燥速率  $v$  与 C 点物料含水率之间的关系,做成图线,即得到如图实-9 的干燥速率曲线。

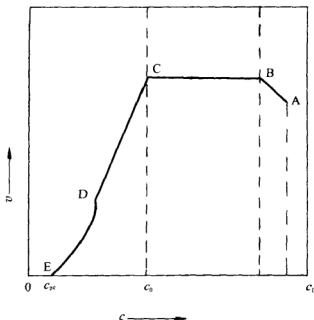


图 实-9 干燥速率曲线

干燥曲线和干燥速率曲线的具体形状与物料性质及干燥条件有关,图中所示的曲线比较典型。

由干燥曲线换算成干燥速率曲线的方法是先计算不同时间间隔  $\Delta\tau = (\tau_2 - \tau_1)$  内物料的含水率变化  $\Delta c = c_2 - c_1$ , 得到  $\Delta c / \Delta\tau$ , 再由下列公式  $v = -(m \cdot \Delta c) / (S \cdot \Delta\tau)$  求得干燥速率  $v$ 。此处所得的  $v$  为  $\tau_1$  到  $\tau_2$  区间内的平均干燥速率,故应对平均含水率  $c = (c_1 + c_2) / 2$  做图,以此类推而得出图实-9 曲线上的各点。

### 三、传质系数 $K_X$ 的求取

当物料在恒定的干燥条件下进行干燥时,物料表面与空气之间的传热和传质过程分别用下式表示:

$$\frac{dQ}{S d\tau} = \kappa(t - t_m) \quad (\text{实-5})$$

$$\frac{dm_w}{A d\tau} = K_X (X_S - X) \quad (\text{实-6})$$

式中  $Q$ ——由空气传给物料的热量, kJ;  
 $S$ ——物料的干燥表面积,  $m^2$ ;  
 $\tau$ ——干燥时间, s;  
 $\kappa$ ——空气与物料表面的对流传热系数,  $kw/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  
 $t$ ——干燥室内空气的干球温度,  $^\circ C$ ;  
 $t_m$ ——湿物料表面温度(即空气的湿球温度),  $^\circ C$ ;  
 $m_w$ ——物料中水分汽化量, kg;  
 $K_X$ ——以湿度差为推动力的传质系数,  $kg/(m^2 \cdot s \cdot \Delta X)$ ;  
 $X_S$ —— $t_m$  时空气的饱和湿度, kg 水/kg 干空气;  
 $X$ ——空气的湿度, kg 水/kg 干空气。

因为操作是在恒定条件下, 所以空气的温度、湿度、流速及与物料接触的方式均保持不变, 则随空气条件而定的  $K$  和  $K_X$  亦保持恒定值。只要物料表面保持足够润湿, 若不考虑辐射对物料温度的影响, 物料达到的稳定温度即为空气的湿球温度  $t_m$ , 当  $t_m$  值一定时,  $X_S$  值也保持不变。所以式(实-5)和式(实-6)中等号右端的值均保持恒定。

空气恒速干燥阶段, 空气传给物料的显热等于水分汽化所需的潜热, 即:

$$dQ = L_V dm_w \quad (\text{实-7})$$

式中  $L_V$ —— $t_m$  时水的汽化潜热, kJ/kg。

将式(实-5)和式(实-6)带入式(实-7)中, 得:

$$v = \frac{dm_w}{S d\tau} = \frac{dQ}{L_V \cdot S d\tau}$$

$$\text{或} \quad K_X (X_S - X) = \frac{\kappa (t - t_m)}{L_V} \quad (\text{实-8})$$

$$\text{所以} \quad K_X = \frac{\kappa (t - t_m)}{L_V (X_S - X)} \quad (\text{实-9})$$

式中的  $\kappa$  可用下式求取:

$$\kappa = 0.0204 G^{0.8} \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C) \quad (\text{实-10})$$

上式仅适用于静止物料,空气流动方向与物料表面平行,空气的质量流量在  $0.7 \sim 8.5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  的情况。

## 四、实验任务

测定物料在恒定干燥条件下的干燥速率曲线和传质系数  $K_X$ 。

## 五、实验装置及流程

如图实-10,空气由风机输送,经孔板流量计,电加热器流入干燥室,然后进入风机循环使用。电加热器由晶体管继电器控制,使空气的温度恒定。干燥室前方装有干、湿球温度计,干燥室后也装有温度计,用以测量干燥室内的空气状况。风机出口端的温度计用于测量流经孔板时的空气温度,这个温度是计量流量的一个参数。空气流速由阀4(蝶形阀)调节。任何时候这个阀都不能全关,否则电加热器就会因空气不流动而过热,引起损坏。当然,如果两个片式阀门全开时除外。风机进口端的片式阀用以控制系统所吸收的新鲜空气,而出口端的片式阀则用于调节系统向外界排出的废气量。如试

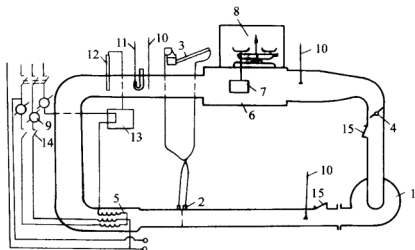


图 实-10 干燥实验装置

- 1—风机 2—孔板 3—压差计 4—蝶阀 5—电热器  
6—厢式干燥室 7—试样 8—天平 9—电流表 10—干球温度计  
11—湿球温度计 12—导电温度计 13—温控器 14—手动开关 15—片式阀

样数量较多,可适当打开这两个阀门,使系统内的空气湿度恒定;如试样数量不多,也可以不开。

## 六、实验步骤

(1) 将试样放在电热干燥箱内,用  $90^{\circ}\text{C}$  左右温度干燥直至恒重,冷却后称量,得出试样绝干质量  $G_c$ 。

(2) 将试样放在盛水的烧杯内,稍候片刻,让水分充分扩散至整个试样,然后称取湿试样质量。

(3) 检查天平是否灵活,并配平衡,然后往湿球温度计中注水。

(4) 通电使风机转动,调节阀门,至预定风速值。然后,开电热器,用导电温度计调节温度至预定值,待温度稳定后打开干燥室的门将湿试样放入。

(5) 立即加砝码使天平接近平衡,但砝码稍轻,待试样水分干燥至天平指针平衡时开动第一个秒表(实验中使用两个秒表),记录干燥时间,同时记录试样的质量。

(6) 减去  $1\text{g}$  砝码,待水分再干燥至天平指针平衡时,停第一个秒表,同时开动第二个秒表,记录时间间隔及湿试样质量。以后再减  $1\text{g}$  砝码,如此往复进行,直至试样接近平衡水分时为止。

## 七、实验记录及数据处理

实验记录表格如下:

试样物料:

绝干试样质量:

试样尺寸:

开始时湿试样质量:

序号	湿试样 质量 $G/\text{g}$	时间间隔 $\Delta\tau/\text{s}$	流量计 示值 $R/\text{mm}$	风机出口 温度 $t_0/^{\circ}\text{C}$	干燥室前 温度 $t_1/^{\circ}\text{C}$	湿球温度 $t_M/^{\circ}\text{C}$	干燥室后 温度 $t_2/^{\circ}\text{C}$

(1) 根据实验结果绘出干燥速率曲线,明确注明干燥时的条件。

(2) 计算  $K_X$  并与测定值比较。

# 附 录

## 附录一 常用法定计量单位

### 1. 基本单位

物 理 量	名 称	符 号	常用词头
长度( $L$ )	米	m	k, c, m, $\mu$
质量( $m$ )	千克	kg	m, $\mu$
时间( $t, \tau$ )	秒	s	k, m, $\mu$
热力学温度( $T$ )	开[尔文]	K	
物质的量( $n$ )	摩[尔]	mol	k, m, $\mu$

### 2. 具有专门名称的导出单位

物 理 量	名 称	符 号
力( $F$ )	牛[顿]	N
压强( $p$ )、正应力( $\sigma$ )、切应力( $\tau$ )	帕[斯卡]	Pa
能、功、热量( $W$ )	焦[耳]	J
功率( $P$ )	瓦[特]	W

### 3. 部分常用的导出单位

物理量	名称	符号	物理量	名称	符号
(动力)黏度( $\nu$ )	帕·秒	Pa·s	比热容( $c$ )	焦/千克·开	J/(kg·K)
表面张力( $\gamma, \sigma$ )	牛/米	N/m	热导率( $\lambda$ )	瓦/米·开	W/(m·K)
热流密度、辐射照度	瓦/米 <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup>	传热系数( $K$ )	瓦/米 <sup>2</sup> ·开	W/(m <sup>2</sup> ·K)



#### 4. 常用的十进倍数单位及分数单位的词头

词头符号	词头名称	因数	词头符号	词头名称	因数
M	兆	$10^6$	c	厘	$10^{-2}$
k	千	$10^3$	m	毫	$10^{-3}$
d	分	$10^{-1}$	$\mu$	微	$10^{-6}$

## 附录二 常用单位的换算

### 1. 长度

m(米)	in(英寸)	ft(英尺)	yd(码)
1	39.370 1	3.280 8	1.093 6
0.025 4	1	0.083 3	0.027 78
0.304 8	12	1	0.333 3
0.914 4	36	3	1

### 2. 质量

kg(千克)	t(吨)	lb(磅)	kg(千克)	t(吨)	lb(磅)
1	0.001	2.204 62	0.453 6	$4.536 \times 10^{-4}$	1
1 000	1	2 204.62			

### 3. 力

N(牛)	kgf[千克(力)]	lbf[磅(力)]	dyn[达因]
1	0.102	0.224 8	$1 \times 10^5$
9.806 7	1	2.204 6	$9.806 7 \times 10^5$
4.448	0.453 6	1	$4.448 \times 10^5$
$1 \times 10^{-5}$	$1.02 \times 10^{-6}$	$2.248 \times 10^{-6}$	1

#### 4. 压强

Pa(帕斯卡)	bar(巴)	kgf/cm <sup>2</sup> (工程大气压)	atm (物理大气压)	mmHg	lbf/in <sup>2</sup>
1	$1 \times 10^5$	$1.02 \times 10^{-5}$	$0.99 \times 10^{-5}$	0.007 5	$14.5 \times 10^{-5}$
$1 \times 10^5$	1	1.02	0.986 9	750.1	14.5
$98.07 \times 10^3$	0.980 7	1	0.967 8	735.56	14.2
$1.013 25 \times 10^5$	1.013	1.033 2	1	760	14.697
133.32	$1.333 \times 10^{-3}$	$0.136 \times 10^{-4}$	0.001 32	1	0.019 34
6 894.8	0.068 95	0.070 3	0.068	51.71	1

#### 5. 动力黏度(简称黏度)

Pa·s	P(泊)	cP(厘泊)	kgf·s/m <sup>2</sup>	lbf·s/ft <sup>2</sup>
1	10	$1 \times 10^3$	0.102	0.020 9
$1 \times 10^{-1}$	1	$1 \times 10^2$	0.010 2	$2.089 \times 10^{-3}$
$1 \times 10^{-3}$	0.01	1	$0.102 \times 10^{-3}$	$2.089 \times 10^{-5}$
1.488 1	478.9	$4.789 \times 10^4$	4.882	1
9.81	98.1	9 810	1	0.204 9

#### 6. 运动黏度、导温系数、扩散系数

m <sup>2</sup> /s(米 <sup>2</sup> /秒)	St(斯托克斯)	m <sup>2</sup> /h(米 <sup>2</sup> /小时)	ft <sup>2</sup> /h(英尺 <sup>2</sup> /小时)
1	$10^4$	3 600	$3.875 \times 10^4$
$10^{-4}$	1	0.360	3.875
$2.778 \times 10^{-4}$	2.778	1	10.764
$2.851 \times 10^{-5}$	0.258 1	0.092 90	1

#### 7. 能量、功、热量

J (焦耳)	kgf·m (千克力·米)	kW·h (千瓦·小时)	hp·h (马力·小时)	kcal (千卡)	Btu (英热单位)
1	0.102	$2.778 \times 10^{-7}$	$3.725 \times 10^{-7}$	$2.39 \times 10^{-4}$	$9.48 \times 10^{-4}$
9.806 7	1	$2.724 \times 10^{-6}$	$3.653 \times 10^{-6}$	$2.342 \times 10^{-3}$	$9.296 \times 10^{-3}$

续表

J (焦耳)	kgf·m (千克力·米)	kW·h (千瓦·小时)	hp·h (马力·小时)	kcal (千卡)	Btu (英热单位)
$3.6 \times 10^6$	$3.671 \times 10^5$	1	1.341	860.0	3 413
$2.685 \times 10^6$	$273.8 \times 10^3$	0.745 7	1	641.33	2 544
$4.186 \times 10^3$	426.9	$1.163 \times 10^{-3}$	$1.558 \times 10^{-3}$	1	3.963
$1.055 \times 10^3$	107.58	$2.93 \times 10^{-4}$	$3.927 \times 10^{-4}$	0.252	1

注:  $1 \text{ erg} = 10^{-7} \text{ J}$

$1 \text{ eV} = 1.602 07 \times 10^{-19} \text{ J}$

## 8. 功率、传热速率

W (瓦)	kgf·m/s (千克力·米/秒)	hp (马力)	kcal/s (千卡/秒)	Btu/s (英热单位/秒)
1	0.102	$1.341 \times 10^{-3}$	$0.239 \times 10^{-3}$	$0.949 \times 10^{-3}$
9.807	1	0.013 15	$0.234 \times 10^{-2}$	$0.929 \times 10^{-2}$
745.69	76.037 5	1	0.178 03	0.706 8
4 186.8	426.35	5.613 5	1	3.968 3
1 055	107.58	1.414 8	0.252	1

## 9. 比热容

$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	$\text{kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Btu}/(\text{lb} \cdot ^\circ\text{F})$	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	$\text{kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Btu}/(\text{lb} \cdot ^\circ\text{F})$
1	0.238 9	0.238 9	4.186 8	1	1

## 10. 热导率

$\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{cal}/(\text{cm} \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Btu}/(\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F})$
1	0.86	$2.389 \times 10^{-3}$	0.579
1.163	1	$2.778 \times 10^{-3}$	0.672
418.7	360	1	241.9
1.73	1.488	$4.134 \times 10^{-3}$	1

## 11. 传热系数

$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	$kcal/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$	$cal/(cm^2 \cdot s \cdot ^\circ C)$	$Btu/(ft^2 \cdot h \cdot ^\circ F)$
1	0.86	$2.389 \times 10^{-5}$	0.176
1.163	1	$2.778 \times 10^{-5}$	0.204 8
$4.186 \times 10^4$	$3.6 \times 10^4$	1	7 374
5.678	4.882	$1.356 \times 10^{-4}$	1

## 12. 温度

$$\frac{t}{^\circ C} = \frac{5}{9} \left( \frac{t_F}{^\circ F} - 32 \right) = \frac{5}{9} \left( \frac{T_R}{^\circ R} - 491.67 \right) = \frac{T}{K} - 273.15$$

$$\frac{t_F}{^\circ F} = \frac{9}{5} \frac{t}{^\circ C} + 32 = \frac{T_R}{^\circ R} - 459.67 = \frac{9}{5} \left( \frac{T}{K} - 459.67 \right)$$

$$\frac{T_R}{^\circ R} = \frac{9}{5} \frac{t}{^\circ C} + 491.67 = \frac{9}{5} \frac{T}{K} = \frac{t_F}{^\circ F} + 459.67$$

$$\frac{T}{K} = \frac{t}{^\circ C} + 273.15 = \frac{5}{9} \left( \frac{t_F}{^\circ F} + 459.67 \right) = \frac{5}{9} \frac{T_R}{^\circ R}$$

式中  $^\circ C$  ——摄氏温度；

$^\circ F$  ——华氏温度；

$^\circ R$  ——兰氏温度；

K ——热力学温度。

## 13. 通用气体常数

$$\begin{aligned}
 R &= 8.314 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K}) \\
 &= 1.987 \text{ kcal}/(\text{kmol} \cdot \text{K}) \\
 &= 848 \text{ kgf} \cdot \text{m}/(\text{kmol} \cdot \text{K}) \\
 &= 82.06 \text{ atm} \cdot \text{cm}^3/(\text{mol} \cdot ^\circ C) \\
 &= 1.978 \text{ Btu}/(\text{lbmol} \cdot ^\circ R) \\
 &= 1544 \text{ lbf} \cdot \text{ft}/(\text{lbmol} \cdot ^\circ R)
 \end{aligned}$$

## 14. 斯蒂芬-玻尔茨曼常量

$$\begin{aligned}
 \sigma_0 &= 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4) \\
 &= 4.88 \times 10^{-8} \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4) \\
 &= 0.173 \times 10^{-8} \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4)
 \end{aligned}$$

# 附录三 物理性质数据

## 1. 干空气的物理性质(101.33kPa)

温度 $t/$ $^{\circ}\text{C}$	密度 $\rho/$ $(\text{kg}/\text{m}^3)$	比定压热容 $c_p/$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})]$	热导率 $\lambda \times 10^2/$ $[\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})]$	黏度 $\mu \times 10^5/$ $(\text{Pa}\cdot\text{s})$	普兰德数 $Pr$
-50	1.584	1.013	2.035	1.46	0.728
-40	1.515	1.013	2.117	1.52	0.728
-30	1.453	1.013	2.198	1.57	0.723
-20	1.395	1.009	2.279	1.62	0.716
-10	1.342	1.009	2.360	1.67	0.712
0	1.293	1.009	2.442	1.72	0.707
10	1.247	1.009	2.512	1.76	0.705
20	1.205	1.013	2.593	1.81	0.703
30	1.165	1.013	2.675	1.86	0.701
40	1.128	1.013	2.756	1.91	0.699
50	1.093	1.017	2.826	1.96	0.698
60	1.060	1.017	2.896	2.01	0.696
70	1.029	1.017	2.966	2.06	0.694
80	1.000	1.022	3.047	2.11	0.692
90	0.972	1.022	3.128	2.15	0.690
100	0.946	1.022	3.210	2.19	0.688
120	0.898	1.026	3.338	2.28	0.686
140	0.854	1.026	3.489	2.37	0.684
160	0.815	1.026	3.640	2.45	0.682
180	0.779	1.034	3.780	2.53	0.681
200	0.746	1.034	3.931	2.60	0.680
250	0.674	1.043	4.268	2.74	0.677
300	0.615	1.047	4.605	2.97	0.674
350	0.566	1.055	4.908	3.14	0.676
400	0.524	1.068	5.210	3.30	0.678

续表

温度 $t/$ $^{\circ}\text{C}$	密度 $\rho/$ $(\text{kg}/\text{m}^3)$	比定压热容 $c_p/$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})]$	热导率 $\lambda \times 10^2/$ $[\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})]$	黏度 $\mu \times 10^5/$ $(\text{Pa}\cdot\text{s})$	普兰德数 $Pr$
500	0.456	1.072	5.745	3.62	0.687
600	0.404	1.089	6.222	3.91	0.699
700	0.362	1.102	6.711	4.18	0.706
800	0.329	1.114	7.176	4.43	0.713
900	0.301	1.127	7.630	4.67	0.717
1 000	0.277	1.139	8.071	4.90	0.719
1 100	0.257	1.152	8.502	5.12	0.722
1 200	0.239	1.164	9.153	5.35	0.724

## 2. 水的物理性质

温度 $t/^{\circ}\text{C}$	饱和蒸 汽压 $p/\text{kPa}$	密度 $\rho/$ $(\text{kg}/\text{m}^3)$	比焓 $h/$ $(\text{kJ}/\text{kg})$	比定压热 容 $c_p/[\text{kJ}/$ $(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})]$	热导率 $\lambda \times 10^2/$ $[\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})]$	黏度 $\mu \times 10^5/$ $(\text{Pa}\cdot\text{s})$	体积膨胀 系数 $\beta \times 10^4/$ $(1/^{\circ}\text{C})$	表面张力 $\sigma \times 10^3/$ $(\text{N}/\text{m})$	普兰 德数 $Pr$
0	0.608 2	999.9	0	4.212	55.13	179.21	0.63	75.6	13.66
10	1.226 2	999.7	42.04	4.191	57.45	130.77	+0.70	74.1	9.52
20	2.334 6	998.2	83.90	4.183	59.89	100.50	1.82	72.6	7.01
30	4.247 4	995.7	125.69	4.174	61.76	80.07	3.21	71.2	5.42
40	7.376 6	992.2	167.51	4.174	63.38	65.60	3.87	69.6	4.32
50	12.31	988.1	209.30	4.174	64.78	54.94	4.49	67.7	3.54
60	19.923	983.2	251.12	4.178	65.94	46.88	5.11	66.2	2.98
70	31.164	977.8	292.99	4.178	66.76	40.61	5.70	64.3	2.54
80	47.379	971.8	334.94	4.195	67.45	35.65	6.32	62.6	2.22
90	70.136	965.3	376.98	4.208	67.98	31.65	0.95	60.7	1.96
100	101.33	958.4	419.10	4.220	68.04	28.38	7.52	58.8	1.76
110	143.31	951.0	461.34	4.238	68.27	25.89	8.08	56.9	1.61
120	198.64	943.1	503.67	4.250	68.50	23.73	8.64	54.8	1.47
130	270.25	934.8	546.38	4.266	68.50	21.77	9.17	52.8	1.36

续表

温度 $t/^\circ\text{C}$	饱和蒸 汽压 $p/\text{kPa}$	密度 $\rho/$ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	比焓 $h/$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	比定压热 容 $c_p/[\text{kJ}/$ ( $\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$ ) ]	热导率 $\lambda \times 10^2/$ [ $\text{W}/$ ( $\text{m}\cdot^\circ\text{C}$ ) ]	黏度 $\mu \times 10^5/$ ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ )	体积膨胀 系数 $\beta \times 10^4/$ ( $1/^\circ\text{C}$ )	表面张力 $\sigma \times 10^3/$ ( $\text{N}/\text{m}$ )	普兰 德数 $Pr$
140	361.47	926.1	589.08	4.287	68.27	20.10	9.72	50.7	1.26
150	476.24	917.0	632.20	4.312	68.38	18.63	10.3	48.6	1.18
160	618.28	907.4	675.33	4.346	68.27	17.36	10.7	46.6	1.11
170	792.59	897.3	719.29	4.379	67.92	16.28	11.3	45.3	1.05
180	1 003.5	886.9	763.25	4.417	67.45	15.30	11.9	42.3	1.00
190	1 255.6	876.0	807.63	4.460	66.99	14.42	12.6	40.8	0.96
200	1 554.77	863.0	852.43	4.505	66.29	13.63	13.3	38.4	0.93
210	1 917.72	852.8	897.65	4.555	65.48	13.04	14.1	36.1	0.91
220	2 320.88	840.3	943.70	4.614	64.55	12.46	14.8	33.8	0.89
230	2 798.59	827.3	990.18	4.681	63.73	11.97	15.9	31.6	0.88
240	3 347.91	813.6	1 037.49	4.756	62.80	11.47	16.8	29.1	0.87
250	3 977.67	799.0	1 085.64	4.844	61.76	10.98	18.1	26.7	0.86
260	4 693.75	784.0	1 135.04	4.949	60.84	10.59	19.7	24.2	0.87
270	5 503.99	767.9	1 185.28	5.070	59.96	10.20	21.6	21.9	0.88
280	6 417.24	750.7	1 236.28	5.229	57.45	9.81	23.7	19.5	0.89
290	7 443.29	732.3	1 289.95	5.485	55.82	9.42	26.2	17.2	0.93
300	8 592.94	712.5	1 344.80	5.736	53.96	9.12	29.2	14.7	0.97
310	9 877.96	691.1	1 402.16	6.071	52.34	8.83	32.9	12.3	1.02
320	11 300.3	667.1	1 462.03	6.573	50.59	8.53	38.2	10.0	1.11
330	12 879.6	640.2	1 526.19	7.243	48.73	8.14	43.3	7.82	1.22
340	14 615.8	610.1	1 594.75	8.164	45.71	7.75	53.4	5.78	1.38
350	16 538.5	574.4	1 671.37	9.504	43.03	7.26	66.8	3.89	1.60
360	18 667.1	528.0	1 761.39	13.984	39.54	6.67	109	2.06	2.36
370	21 040.9	450.5	1 892.43	40.319	33.73	5.69	264	0.48	6.80

## 3. 饱和水蒸气表(按温度排列)

温度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压强 $p/\text{kPa}$	蒸汽的密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	比焓 $h/(\text{kJ}/\text{kg})$		汽化热 $r/$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )
			液体	蒸汽	
0	0.608 2	0.004 84	0	2 491.1	2 491.1
5	0.873 0	0.006 80	20.94	2 500.8	2 479.86

续表

温度 $t/^{\circ}\text{C}$	绝对压强 $p/\text{kPa}$	蒸汽的密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	比焓 $h/(\text{kJ}/\text{kg})$		汽化热 $r/(\text{kJ}/\text{kg})$
			液体	蒸汽	
10	1.226 2	0.009 40	41.87	2 510.4	2 468.53
15	1.706 8	0.012 83	62.80	2 520.5	2 457.7
20	2.334 6	0.017 19	83.74	2 530.1	2 446.3
25	3.168 4	0.023 04	104.67	2 539.7	2 435.0
30	4.247 4	0.030 36	125.60	2 549.3	2 423.7
35	5.620 7	0.039 60	146.54	2 559.0	2 412.1
40	7.376 6	0.051 14	167.47	2 568.6	2 401.1
45	9.583 7	0.065 43	188.41	2 577.8	2 389.4
50	12.340	0.083 0	209.34	2 587.4	2 378.1
55	15.743	0.104 3	230.27	2 596.7	2 366.4
60	19.923	0.130 1	251.21	2 606.3	2 355.1
65	25.014	0.161 1	272.14	2 615.5	2 343.1
70	31.164	0.197 9	293.08	2 624.3	2 331.2
75	38.551	0.241 6	314.01	2 633.5	2 319.5
80	47.379	0.292 9	334.94	2 642.3	2 307.8
85	57.875	0.353 1	355.88	2 651.1	2 295.2
90	70.136	0.422 9	376.81	2 659.9	2 283.1
95	84.556	0.503 9	397.75	2 668.7	2 270.5
100	101.33	0.597 0	418.68	2 677.0	2 258.4
105	120.85	0.703 6	440.03	2 685.0	2 245.4
110	143.31	0.825 4	460.97	2 693.4	2 232.0
115	169.11	0.963 5	482.32	2 701.3	2 219.0
120	198.64	1.119 9	503.67	2 708.9	2 205.2
125	232.19	1.296	525.02	2 716.4	2 191.8
130	270.25	1.494	546.38	2 723.9	2 177.6
135	313.11	1.715	567.73	2 731.0	2 163.3
140	361.47	1.962	589.08	2 737.7	2 148.7
145	415.72	2.238	610.85	2 744.4	2 134.0
150	476.24	2.543	632.21	2 750.7	2 118.5



续表

温度 $t/^{\circ}\text{C}$	绝对压强 $p/\text{kPa}$	蒸汽的密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	比焓 $h/(\text{kJ}/\text{kg})$		汽化热 $r/$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )
			液体	蒸汽	
160	618.28	3.252	675.75	2 762.9	2 037.1
170	792.59	4.113	719.29	2 773.3	2 054.0
180	1 003.5	5.145	763.25	2 782.5	2 019.3
190	1 255.6	6.378	807.64	2 790.1	1 982.4
200	1 554.77	7.840	852.01	2 795.5	1 943.5
210	1 917.72	9.567	897.23	2 799.3	1 902.5
220	2 320.88	11.60	942.45	2 801.0	1 858.5
230	2 798.59	13.98	988.50	2 800.1	1 811.6
240	3 347.91	16.76	1 034.56	2 796.8	1 761.8
250	3 977.67	20.01	1 081.45	2 790.1	1 708.6
260	4 693.75	23.82	1 128.76	2 780.9	1 651.7
270	5 503.99	28.27	1 176.91	2 768.3	1 591.4
280	6 417.24	33.47	1 225.48	2 752.0	1 526.5
290	7 443.29	39.60	1 274.46	2 732.3	1 457.4
300	8 592.94	46.93	1 325.54	2 708.0	1 382.5
310	9 877.96	55.59	1 378.71	2 680.0	1 301.3
320	11 300.3	65.95	1 436.07	2 468.2	1 212.1
330	12 879.6	78.53	1 446.78	2 610.5	1 116.2
340	14 615.8	93.98	1 562.93	2 568.6	1 005.7
350	16 538.5	113.2	1 636.20	2 516.7	880.5
360	18 667.1	139.6	1 729.15	2 442.6	713.0
370	21 040.9	171.0	1 888.25	2 301.9	411.1
374	22 070.9	322.6	2 098.0	2 098.0	0

## 4. 饱和水蒸气表(按压强排列)

绝对压强 $p/\text{kPa}$	温度 $t/^{\circ}\text{C}$	蒸汽的密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	比焓 $h/(\text{kJ}/\text{kg})$		汽化热 $r/$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )
			液体	蒸汽	
1.0	6.3	0.007 73	26.48	2 503.1	2 476.8
1.5	12.5	0.011 33	52.26	2 515.3	2 463.0

续表

绝对压强 $p/\text{kPa}$	温度 $t/^\circ\text{C}$	蒸汽的密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	比焓 $h/(\text{kJ}/\text{kg})$		汽化热 $r/$ $(\text{kJ}/\text{kg})$
			液体	蒸汽	
2.0	17.0	0.014 86	71.21	2 524.2	2 452.9
2.5	20.9	0.018 36	87.45	2 531.8	2 444.3
3.0	23.5	0.021 79	98.38	2 536.8	2 438.1
3.5	26.1	0.025 23	109.30	2 541.8	2 432.5
4.0	28.7	0.028 67	120.23	2 546.8	2 426.6
4.5	30.8	0.032 05	129.00	2 550.9	2 421.9
5.0	32.4	0.035 37	135.69	2 554.0	2 416.3
6.0	35.6	0.042 00	149.06	2 560.1	2 411.0
7.0	38.8	0.048 64	162.44	2 566.3	2 403.8
8.0	41.3	0.055 14	172.73	2 571.0	2 398.2
9.0	43.3	0.061 56	181.16	2 574.8	2 393.6
10.0	45.3	0.067 98	189.59	2 578.5	2 388.9
15.0	53.5	0.099 56	224.03	2 594.0	2 370.0
20.0	60.1	0.130 68	251.51	2 606.4	2 354.9
30.0	66.5	0.190 93	288.77	2 622.4	2 333.7
40.0	75.0	0.249 75	315.93	2 634.1	2 312.2
50.0	81.2	0.307 99	339.80	2 644.3	2 304.5
60.0	85.6	0.365 14	358.21	2 652.1	2 393.9
70.0	89.9	0.422 29	376.61	2 659.8	2 283.2
80.0	93.2	0.478 07	390.08	2 665.3	2 275.3
90.0	96.4	0.533 84	403.49	2 670.8	2 267.4
100.0	99.6	0.589 61	416.90	2 676.3	2 259.5
120.0	104.5	0.698 68	437.51	2 684.3	2 246.8
140.0	109.2	0.807 58	457.67	2 692.1	2 234.4
160.0	113.0	0.829 81	473.88	2 698.1	2 224.2
180.0	116.6	1.020 9	489.32	2 703.7	2 214.3
200.0	120.2	1.127 3	493.71	2 709.2	2 204.6
250.0	127.2	1.390 4	534.39	2 719.7	2 185.4
300.0	133.3	1.650 1	560.38	2 728.5	2 168.1

续表

绝对压强 $p/\text{kPa}$	温度 $t/^\circ\text{C}$	蒸汽的密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	比焓 $h/(\text{kJ}/\text{kg})$		汽化热 $r/(\text{kJ}/\text{kg})$
			液体	蒸汽	
350.0	138.8	1.907 4	583.76	2 736.1	2 152.3
400.0	143.4	2.161 8	603.61	2 742.1	2 138.5
450.0	147.7	2.415 2	622.42	2 747.8	2 125.4
500.0	151.7	2.667 3	639.59	2 752.8	2 113.2
600.0	158.7	3.168 6	676.22	2 761.4	2 091.1
700.0	164.0	3.665 7	696.27	2 767.8	2 071.5
800.0	170.4	4.161 4	720.96	2 773.7	2 052.7
900.0	175.1	4.652 5	741.82	2 778.1	2 036.2
$1 \times 10^3$	179.9	5.143 2	762.68	2 782.5	2 019.7
$1.1 \times 10^3$	180.2	5.633 3	780.34	2 785.5	2 005.1
$1.2 \times 10^3$	187.8	6.124 1	797.92	2 788.5	1 990.6
$1.3 \times 10^3$	191.5	6.614 1	814.25	2 790.9	1 976.7
$1.4 \times 10^3$	194.8	7.103 4	829.06	2 792.4	1 963.7
$1.5 \times 10^3$	198.2	7.593 5	843.86	2 794.5	1 950.7
$1.6 \times 10^3$	201.3	8.081 4	857.77	2 796.0	1 938.2
$1.7 \times 10^3$	204.1	8.567 4	870.58	2 797.1	1 926.1
$1.8 \times 10^3$	206.9	9.053 3	883.39	2 798.1	1 914.8
$1.9 \times 10^3$	209.8	9.539 2	896.21	2 799.2	1 903.0
$2 \times 10^3$	212.2	10.033 8	907.32	2 799.7	1 892.4
$3 \times 10^3$	233.7	15.007 5	1 005.4	2 798.9	1 793.5
$4 \times 10^3$	250.3	20.096 9	1 082.9	2 789.8	1 706.8
$5 \times 10^3$	263.8	25.366 3	1 146.9	2 776.2	1 629.2
$6 \times 10^3$	275.4	30.849 4	1 203.2	2 759.5	1 556.3
$7 \times 10^3$	285.7	36.574 4	1 253.2	2 740.8	1 487.6
$8 \times 10^3$	294.8	42.576 8	1 299.2	2 720.5	1 403.7
$9 \times 10^3$	303.2	48.894 5	1 343.5	2 699.1	1 356.6
$10 \times 10^3$	310.9	55.540 7	1 384.0	2 677.1	1 293.1
$12 \times 10^3$	324.5	70.307 5	1 463.4	2 631.2	1 167.7
$14 \times 10^3$	336.5	87.302 0	1 567.9	2 583.2	1 043.4

续表

绝对压强 $p/\text{kPa}$	温度 $t/^\circ\text{C}$	蒸汽的密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	比焓 $h/(\text{kJ}/\text{kg})$		汽化热 $r/(\text{kJ}/\text{kg})$
			液体	蒸汽	
$16 \times 10^3$	347.2	107.801 0	1 615.8	2 531.1	915.4
$18 \times 10^3$	356.9	134.481 3	1 699.8	2 466.0	766.1
$20 \times 10^3$	365.6	176.596 1	1 817.8	2 364.2	544.9

5. 水的黏度表(0~100℃)

温度 $/^\circ\text{C}$	黏度/(cP 或 $\text{mPa}\cdot\text{s})$	温度 $/^\circ\text{C}$	黏度/(cP 或 $\text{mPa}\cdot\text{s})$	温度 $/^\circ\text{C}$	黏度/(cP 或 $\text{mPa}\cdot\text{s})$	温度 $/^\circ\text{C}$	黏度/(cP 或 $\text{mPa}\cdot\text{s})$
0	1.792 1	20.2	1.000 0	41	0.643 9	62	0.455 0
1	1.731 3	21	0.981 0	42	0.632 1	63	0.448 3
2	1.672 8	22	0.957 9	43	0.620 7	64	0.441 8
3	1.619 1	23	0.935 9	44	0.609 7	65	0.435 5
4	1.567 4	24	0.914 2	45	0.598 8	66	0.429 3
5	1.518 8	25	0.893 7	46	0.538 3	67	0.423 3
6	1.472 8	26	0.873 7	47	0.578 2	68	0.417 4
7	1.428 4	27	0.854 5	48	0.568 3	69	0.411 7
8	1.386 0	28	0.836 0	49	0.558 8	70	0.406 1
9	1.346 2	29	0.818 0	50	0.549 4	71	0.400 6
10	1.307 7	30	0.800 7	51	0.540 4	72	0.395 2
11	1.271 3	31	0.784 0	52	0.531 5	74	0.390 0
12	1.236 3	32	0.767 9	53	0.522 9	75	0.384 9
13	1.202 8	33	0.752 3	54	0.514 6	37	0.379 9
14	1.170 9	34	0.737 1	55	0.506 4	76	0.375 0
15	1.140 4	35	0.722 5	56	0.498 5	77	0.370 2
16	1.111 1	36	0.708 5	57	0.490 7	78	0.365 5
17	1.082 8	37	0.694 7	58	0.483 2	79	0.361 0
18	1.055 9	38	0.681 4	59	0.475 9	80	0.356 5
19	1.029 9	39	0.668 5	60	0.468 8	81	0.352 1
20	1.005 0	40	0.656 0	61	0.461 8	82	0.347 8

续表

温度 /℃	黏度/(cP 或 mPa·s)	温度 /℃	黏度/(cP 或 mPa·s)	温度 /℃	黏度/(cP 或 mPa·s)	温度 /℃	黏度/(cP 或 mPa·s)
83	0.343 6	88	0.323 9	93	0.306 0	98	0.289 9
84	0.339 5	89	0.320 2	94	0.302 7	99	0.286 8
85	0.335 5	90	0.316 5	95	0.299 4	100	0.283 8
86	0.331 5	91	0.313 0	96	0.296 2		
87	0.327 6	92	0.309 5	97	0.293 0		

## 6. 主要食品的热参数

食品名称	密度 /(kg/m <sup>3</sup> )	热导率 /[W/(m·K)]	食品名称	密度 /(kg/m <sup>3</sup> )	热导率 /[W/(m·K)]
猪肉	940~960	—	牛奶	1 030~1 080	0.640
牛肉	970~990	0.556	水果	1 060~1 100	—
鱼类	970~990	0.450	蔬菜	1 060~1 100	—
蛋类	1 000~1 090	0.291			

## 7. 一般食品的主要物理性质

食品名称	含水量 w/%	冰冻点 $t_i$ /℃	比定压热容 $c_p$ [kcal/(kg·℃)]		潜热 $Le$ /(kcal/kg)	贮藏温度 $t$ /℃	贮藏相对湿度 $\varphi$ /%
			$> t_i$	$< t_i$			
苹果	85	-2	0.92	0.50	67	-~+1	85~90
苹果汁	—	-1.7	—	—	—	+4.5	85
杏子	85.4	-2	0.88	0.46	68	-0.5~+1.6	78~85
杏干	—	—	—	—	—	+0.5	75
香蕉	75	-1.7	0.80	0.42	60	+11.7	85
櫻桃	82	-4.5	0.87	0.46	66	+0.5~+1	80
葡萄干	85	-1.1	0.77	0.45	67	0	75~85
椰子	83	-2.8	0.82	—	—	-4.5	75
干果	30	—	0.42	0.27	24	0~+5	70
葡萄	82	-4	0.86	0.44	65	-1~+3	85~90

续表

食品 名称	含水量 $w/\%$	冰冻点 $t_i/^\circ\text{C}$	比定压热容 $c_p$ [kcal/(kg·°C)]		潜热 $Le/$ (kcal/kg)	贮藏温度 $t/^\circ\text{C}$	贮藏相 对湿度 $\varphi/\%$
			$> t_i$	$< t_i$			
柠 檬	89	-2.1	0.92	0.46	71	+5~+10	85~90
柑 橘	86	-2.2	0.83	—	—	+1~+2	75~80
桃 子	86.9	-1.5	0.90	0.46	69	-0.5~+1	80~85
梨	83	-2	0.90	0.48	67	+0.5~+1.5	85~90
青豌豆	74	-1.1	0.79	0.42	59	0	80~90
菠 萝	85.3	-1.2	0.88	0.45	68	+4~+12	85~90
李 子	86	-2.2	0.88	0.45	68	-4~0	80~95
杨 梅	90	-1.3	0.92	0.47	72	-0.5~+1.5	75~85
番 茄	94	-0.9	0.95	0.48	74	+1~+5	80~90
甜 菜	72	-2	0.77	0.41	58	0~+1.5	88~92
圆白菜	85	—	0.92	0.47	68	0~+1.5	90~95
卷心菜	91	-0.5	0.93	0.47	73	0~+1	85~90
胡萝卜	83	-1.7	0.87	0.45	66	0~+1	80~95
黄 瓜	96.4	-0.8	0.97	0.49	76	+2~+7	75~85
干大蒜	74	-4	0.79	0.42	59	0~+1	75~80
咸 肉 (初腌)	39	-1.7	0.51	0.32	31.2	-23~-10	90~95
腊 肉 (熏制)	13~29	—	0.30~0.43	0.24~0.29	10~22	+15~+18	60~65
黄 油	14~15	-2.2	0.55	0.34	47	-10~-1	75~80
乳 酪	87	-1.7	0.90	—	—	0	85
干 酪	46~53	-2.2~-10	0.64	0.35	40	-1.0~+1.5	65~75
巧克力	1.6	—	0.76	0.75	—	+4.5	75
稀奶油	59	—	0.68	—	46	0~+2	80
鲜 蛋	70	-2.2	0.76	0.40	54	-1.0~-0.5	80~85
蛋 粉	6	—	0.25	0.21	5	+2.0	极小
冰 蛋	73	-2.2	—	0.42	58	-18	—
火 腿	47~54	-2.2~-1.7	0.58~0.63	0.34~0.36	40	0~+1	85~90

续表

食品名称	含水量 $w/\%$	冰冻点 $t_i/^\circ\text{C}$	比定压热容 $c_p$ [kcal/(kg·°C)]		潜热 $Le/$ (kcal/kg)	贮藏温度 $t/^\circ\text{C}$	贮藏相对湿度 $\varphi/\%$
			$> t_i$	$< t_i$			
冰淇淋	67	—	0.78	0.45	52	-30 ~ -20	85
果 酱	36	—	0.48	—	—	+1	75
人造奶油	17~18	—	0.80	—	30	+0.5	80
猪 油	46	—	0.54	0.31	37	-18	90
牛 奶	87	-2.8	0.90	0.46	69	0 ~ +2	80~95
奶 粉	—	—	—	—	—	0 ~ +1.5	75~80
鲜 鱼	73	-1 ~ -2	0.82	0.43	58	-0.5 ~ +4	90~95
干 鱼	45	—	0.56	0.34	36	-9 ~ 0	75~80
冻 鱼	—	—	—	—	—	-20 ~ -12	90~95
猪 肉	35~42	-2.2 ~ -1.7	0.48~0.54	0.30~0.32	30	0~1.2	85~90
冻猪肉	—	—	—	—	—	-28 ~ -24	85~95
鲜家禽	74	-1.7	0.80	0.43	59	0	80
冻兔肉	60	—	0.68	—	—	-24 ~ -12	80~90

注: 1kcal=4.186kJ

## 8. 常用固体材料的密度和比热容

名 称	密度/(kg/m <sup>3</sup> )	比热容/[kJ/(kg·°C)]
钢	7 850	0.460 5
不锈钢	7 900	0.502 4
铸铁	7 220	0.502 4
铜	8 800	0.406 2
青铜	8 009	0.381 0
黄铜	8 600	0.378
铝	2 670	0.921 1
镍	9 000	0.460 5
铅	11 400	0.129 8
酚醛	1 250~1 300	1.256 0~1.674 7

续表

名 称	密度/(kg/m <sup>3</sup> )	比热容/[kJ/(kg·℃)]
脲醛	1 400~1 500	1.256 0~1.674 7
聚氯乙烯	1 380~1 400	1.842 2
聚苯乙烯	1 050~1 070	1.339 8
低压聚氯乙烯	940	2.553 9
高压聚氯乙烯	320	2.219 0
干沙	1 500~1 700	0.795 5
黏土	1 600~1 800	0.753 6(-20~20℃)
黏土砖	1 600~1 900	0.921 1
耐火砖	1 840	0.879 2~1.004 8
混凝土	2 000~2 400	0.837 4
松木	500~600	2.721 4(0~100℃)
软木	100~300	0.963 0
石棉板	770	0.816 4
玻璃	2 500	0.669
耐酸砖和板	2 100~2 400	0.753 6~0.795 5
耐酸搪瓷	2 300~2 700	0.837 4~1.256 0
有机玻璃	1 180~1 190	
多孔绝热砖	600~1 400	

## 9. 常用固体材料的热导率

### (1) 常用金属的热导率

温度 / ℃ 热导率 / [W/(m·℃)]	0	100	200	300	400
铝	227.95	227.95	227.95	227.95	227.95
铜	383.79	379.14	372.16	367.51	362.86
铁	73.27	67.45	61.64	54.66	48.85
铅	35.12	33.38	31.40	29.77	—
镁	172.12	167.47	162.82	158.17	—
镍	93.04	82.57	73.27	63.97	59.31
银	414.03	409.38	373.32	361.69	359.37



续表

温度/℃ 热导率/ [W/(m·℃)]	0	100	200	300	400
锌	112.81	109.90	105.83	101.18	93.04
碳钢	52.34	48.85	44.19	41.87	34.89
不锈钢	16.28	17.45	17.45	18.49	—

## (2) 常用非金属材料的热导率

材 料	温度/℃	热导率/[W/(m·℃)]
石棉绳	—	0.10~0.21
石棉板	30	0.10~0.14
软 木	30	0.043 03
玻璃棉	—	0.034 89~0.069 78
保温灰	—	0.069 78
膨胀珍珠岩散料	25	0.021~0.062
锯 屑	20	0.046 52~0.058 15
棉 花	100	0.069 78
厚 纸	20	0.139 6~0.348 9
玻 璃	30	1.093 2
	-20	0.756 0
搪 瓷	—	0.872 3~1.163
云 母	50	0.430 3
泥 土	20	0.697 8~0.930 4
冰	0	2.326

## 附录四 管子规格

## 1. 水、煤气管(有缝钢管)规格摘录

公称口径		外径/mm	普通管壁厚/mm	加厚管壁厚/mm
mm	in			
6	$\frac{1}{8}$	10	2	2.5
8	$\frac{1}{4}$	13.5	2.25	2.75

续表

公称口径		外径/mm	普通管壁厚/mm	加厚管壁厚/mm
mm	in			
10	$\frac{3}{8}$	17	2.25	2.75
15	$\frac{1}{2}$	21.25	2.75	3.25
20	$\frac{3}{4}$	26.75	2.75	3.5
25	1	33.5	3.25	4
32	$1\frac{1}{4}$	42.25	3.25	4
40	$1\frac{1}{2}$	48	3.5	4.25
50	2	60	3.5	4.5
70	$2\frac{1}{2}$	75.5	3.75	4.5
80	3	88.5	4	4.75
100	4	114	4	5
125	5	140	4.5	5.5
150	6	165	4.5	5.5

## 2. 冷轧无缝钢管规格摘录

外径 /mm	壁厚/mm		外径 /mm	壁厚/mm		外径 /mm	壁厚/mm	
	从	到		从	到		从	到
6	1.0	2.0	18	1.0	5.0	34	1.0	8.0
8	1.0	2.5	19	1.0	6.0	35	1.0	8.0
10	1.0	3.5	22	1.0	6.0	36	1.0	8.0
12	1.0	4.0	24	1.0	7.0	38	1.0	8.0
14	1.0	4.0	25	1.0	7.0	48	1.0	8.0
15	1.0	5.0	27	1.0	7.0	51	1.0	8.0
16	1.0	5.0	28	1.0	7.0			
17	1.0	5.0	32	1.0	8.0			

### 3. 热轧无缝钢管规格摘录

外径 /mm	壁厚/mm		外径 /mm	壁厚/mm		外径 /mm	壁厚/mm	
	从	到		从	到		从	到
32	2.5	8	89	3.5	24	168	5.0	35
38	2.5	8	102	3.5	28	180	5.0	35
45	2.5	10	108	4.0	28	194	5.0	35
57	3.0	13	114	4.0	28	219	6.0	35
60	3.0	14	121	4.0	32	245	7.0	35
68	3.0	16	127	4.0	32	273	7.0	35
70	3.0	16	133	4.0	32	325	8.0	35
73	3.0	19	140	4.5	35	377	9.0	35
76	3.0	19	152	4.5	35	426	9.0	35
83	3.5	24	159	4.5	35			

### 4. 常用无缝钢管的规格

名 称	规 格(外径×厚度)/mm				
中、低压冷轧钢管	8×1.5	10×1.5	14×2	14×3	18×3
	22×3	25×3	32×3.5	38×3.5	
中、低压热轧钢管	45×3.5	57×3.5	57×5	76×4	76×6
	89×4	89×6	108×4	108×6	133×4
	133×6	159×6	219×6	273×8	325×8
	377×10				
不锈钢钢管	6×1	10×1.5	14×2	18×2	22×2
	22×3	25×2	25×2.5	32×2	32×2.5
	38×2.5	45×2.5	51×2.5	57×2.5	57×2.75
	65×3	76×3.5	89×4	108×4	133×4
	152×4	159×4.5			
换热器用钢管	25×2	25×2.5	32×3	38×2	38×3
	51×3.5	57×2.5	57×3.5		

## 附录五 设备规格和性能

### 1. B 型(原 BA 型)离心水泵性能表(摘录)

新型号	旧型号	流量 (m <sup>3</sup> /h)	扬程 /m	转速/ (r/ min)	功率/kW		效率 /%	允许吸上 真空度/mH <sub>2</sub> O	叶轮直径 /mm
					轴	电机			
2B31	2BA-6	10	34.5	2 900	1.87	4	50.6	8.7	162
		20	30.8		2.60		64	7.2	
		30	24		3.07		63.5	5.7	
2B31A	2BA-6A	10	28.5	2 900	1.45	3	54.5	8.7	148
		20	25.2		2.06		65.6	7.2	
		30	20		2.54		64.1	5.7	
	2BA-6B	10	22	2 900	1.10	2.2	54.9	8.7	132
		20	18.8		1.56		65	7.2	
		25	16.3		1.73		64	6.6	
2B19	2BA-9	11	21	2 900	1.10	2.2	56	8.0	127
		17	18.5		1.47		68	6.8	
		22	16		1.66		66	6.0	
2B19A	2BA-9A	10	16.8	2 900	0.85	1.5	54	8.1	117
		17	15		1.06		65	7.3	
		22	13		1.23		63	6.5	
	2BA-9B	10	13	2 900	0.66	1.5	51	8.1	106
		15	12		0.82		60	7.6	
		20	10.3		0.91		62	6.8	
3B57	3BA-6	30	62	2 900	9.3	17	54.4	7.7	218
		45	57		11		63.5	6.7	
		60	50		12.3		66.3	5.6	
		70	44.5		13.3		64	4.4	
3B57A	3BA-6A	30	45	2 900	6.65	10	55		192
		40	41.5		7.30		62	7.5	
		50	37.5		7.98		64	7.1	
		60	30		8.80		59	6.4	

续表

新型号	旧型号	流量 /(m <sup>3</sup> /h)	扬程 /m	转速/ (r/ min)	功率/kW		效率 /%	允许吸上 真空度/mH <sub>2</sub> O	叶轮直径 /mm
					轴	电机			
3B33	3BA-9	30	35.5	2 900	4.60	7.5	62.5	7.0	168
		45	32.6		5.56		71.5	5.0	
		55	28.8		6.25		68.2	3.0	
3B33A	3BA-9A	25	26.2	200	2.83	5.5	63.7	7.0	145
		35	25		3.35		70.8	6.4	
		45	22.5		3.87		71.2	5.0	
3B19	3BA-13	32.4	21.5	2 900	2.5	4	76	6.5	132
		45	18.8		2.88		80	5.5	
		52.2	15.6		2.96		75	5.0	
3B19A	3BA-13A	29.5	17.4	2 900	1.86	3	75	6.0	120
		39.6	15		2.02		80	5.0	
		48.6	12		2.15		74	4.5	
3B19B	3BA-13B	28.0	13.5	2 900	1.57	2.2	63	5.5	110
		34.2	12.0		1.63		65	5.0	
		41.5	9.5		1.73		62	4.0	
4B91	4BA-6	65	98	2 900	27.6		63	7.1	272
		90	91		32.8		68	6.2	
		115	81		37.1		68.5	5.1	
4B91A	4BA-6A	65	82	2 900	22.9	40	63.2	7.1	250
		85	76		26.1		67.5	6.4	
		105	69.5		29.1		68.5	5.5	
4B54	4BA-8	70	59	2 900	17.5	30	64.5	5.0	218
		90	54.2		19.3		69	4.5	
		109	47.8		20.6		69	3.8	
		120	43		21.4		66	3.5	
4B54A	4BA-8A	70	48	2 900	13.6	20	67	5.0	200
		90	43		15.6		69	4.5	
		109	36.8		16.8		65	3.8	

续表

新型号	旧型号	流量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	扬程 /m	转速/ ( $\text{r}/\text{min}$ )	功率/kW		效率 /%	允许吸上 真空度/m $\text{H}_2\text{O}$	叶轮直径 /mm
					轴	电机			
4B35	4BA-12	65	37.7	2 900	9.25	17	72	6.7	178
		90	34.6		10.8		78	5.8	
		120	28		12.3		74.5	3.3	
4B35A	4BA-12A	60	31.6	2 900	7.4	13	70	6.9	163
		85	28.6		8.7		76	6.0	
		110	23.3		9.5		73.5	4.5	
4B20	4BA-18	60	22.6	2 900	5.32	10	75	5	143
		90	20		6.36		78		
		110	17.1		6.93		74		
4B20A	4BA-18A	60	17.2	2 900	3.80	5.5	74	5	130
		80	15.2		4.35		76		
		95	13.2		4.80		71.1		
4B15	4BA-25	54	17.6	2 900	3.69	5.5	70	5	126
		79	14.8		4.10		78		
		99	10		4.00		67		
4B15A	4BA-25A	50	14	2 900	2.80	4	68.5	5	114
		72	11		2.87		75		
		86	8.5		2.78		72		

注:  $1\text{mH}_2\text{O}=9\,806.65\text{Pa}$ 

## 2. Y 型油泵性能表(摘录)

型 号	流量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	扬程 /m	转速/ ( $\text{r}/\text{min}$ )	效率 /%	功率/kW		汽蚀 余量 /m	泵壳许 用压强 ( $\text{kgf}/\text{cm}^2$ )	结构形式
					轴	电机			
50Y-60	12.5	60	2 950	35	5.95	11	2.3	16/26	单级悬臂
50Y-60A	11.2	49	2 950		4.27	8		16/26	单级悬臂
50Y-60B	9.9	38	2 950	35	2.93	5.5		16/26	单级悬臂
50Y-60×2	12.5	120	2 950	35	11.7	15	2.3	22/32	两级悬臂
50Y-60×2A	11.7	105	2 950		9.55	15		22/32	两级悬臂

续表

型 号	流量 /(m <sup>3</sup> /h)	扬程 /m	转速/ (r/min)	效率 /%	功率/kW		汽蚀 余量 /m	泵壳许 用压强 /(kgf/cm <sup>2</sup> )	结构形式
					轴	电机			
50Y—60×2B	10.8	90	2 950		7.65	11		22/32	两级悬臂
50Y—60×2C	9.9	75	2 950		5.9	8		22/32	两级悬臂
65Y—60	25	60	2 950	55	7.5	11	2.6	16/26	单级悬臂
65Y—60A	22.5	49	2 950		5.5	8		16/26	单级悬臂
65Y—60B	19.8	38	2 950		3.75	5.5		16/26	单级悬臂
65Y—100	25	100	2 950	40	17.0	32	2.6	16/26	单级悬臂
65Y—100A	23	85	2 950		13.3	20		16/26	单级悬臂
65Y—100B	21	70	2 950		10.0	15		16/26	单级悬臂
65Y—100×2	25	200	2 950	40	34	55	2.6	30/40	两级悬臂
65Y—100×2A	23.3	175	2 950		27.8	40		30/40	两级悬臂
65Y—100×2B	21.6	150	2 950		22.0	32		30/40	两级悬臂
65Y—100×2C	19.8	125	2 950		16.8	20		30/40	两级悬臂
80Y—60	50	60	2 950	64	12.8	15	3.0	16/26	单级悬臂
80Y—60A	45	49	2 950		9.4	11		16/26	单级悬臂
80Y—60B	39.5	38	2 950		6.5	8		16/26	单级悬臂
80Y—100	50	100	2 950	60	22.7	32	3.0	20/30	单级悬臂
80Y—100A	45	85	2 950		18.0	25		20/30	单级悬臂
80Y—100B	39.5	70	2 950		12.6	20		20/30	单级悬臂
80Y—100×2	50	200	2 950	60	45.4	75	3.0	30/40	两级悬臂
80Y—100×2A	46.6	175	2 950		37.0	55	3.0	30/40	两级悬臂
80Y—100×2B	43.2	150	2 950		29.5	40	3.0	30/40	两级悬臂
80Y—100×2C	39.6	125	2 950		22.7	32	3.0	30/40	两级悬臂

注：表中所列性能数值是按输送 20℃ 的水计。

$$1\text{kgf/cm}^2 = 9.8 \times 10^4 \text{Pa}$$

### 3. F 型耐腐蚀泵性能表(摘录)

型 号	流量 /(m <sup>3</sup> /h)	扬程 /m	转速/ (r/min)	效率 /%	功率/kW	
					轴	电机
40F—5	7.2	65	2 900	26	4.91	按液体相
40F—5A	6.72	56	2 900		4.1	对密度配

续表

型 号	流量 /(m <sup>3</sup> /h)	扬程 /m	转速/ (r/min)	效率 /%	功率/kW	
					轴	电机
40F-65B	6.36	49.5	2 900		3.73	按液体相 对密度配
40F-40	7.2	39.3	2 900	35	2.21	
40F-40A	6.55	32	2 900		1.735	
40F-20	7.2	25.5	2 900	44	1.14	
40F-20A	6.55	20.5	2 900		0.875	
40F-16	7.2	15.7	2 900	49	0.63	
40F-16A	6.55	12	2 900		0.459	
50F-103	14.4	103	2 900	30	13.5	
50F-103A	13.5	89.5	2 900		11.35	
50F-103B	12.7	79.5	2 900		10.2	
50F-63	14.4	63	2 900	38	6.5	
50F-63A	13.5	54.5	2 900		5.38	
50F-63B	12.7	48	2 900	38	4.7	
50F-40	14.4	40	2 900	46	3.42	
50F-40A	13.1	32.5	2 900		2.72	
50F-25	14.4	25	2 900	52	1.89	
50F-25A	13.1	20	2 900		1.43	
50F-16	14.4	15.7	2 900	62	0.995	
50F-16A	13.1	12	2 900		0.72	
65F-100	28.8	100	2 900	42	18.7	
65F-100A	26.9	87	2 900		15.62	
65F-100B	25.3	77	2 900		13.6	
65F-64	28.8	64	2 900	52	9.66	
65F-64A	26.9	55	2 900		7.94	
65F-64B	25.3	48.5	2 900		6.85	
65F-40	28.8	39.5	2 900	57	5.44	
65F-40A	26.2	32	2 900		4.15	
65F-25	28.8	25	2 900	62	3.17	
65F-25A	26.2	20	2 900		2.38	
65F-16	28.8	15.7	2 900	71	1.74	
65F-16A	26.2	12	2 900		1.25	

注：表中所列性能数值是按输送 20℃ 的水计。



#### 4. 4-72-11 型离心通风机性能表(摘录)

机号	转数 /(r/min)	全压系数 $H$	全压 /mmH <sub>2</sub> O	流量系数 $\bar{Q}$	流量 /(m <sup>3</sup> /h)	效率 $\eta$	所需功率 /kW
6C	2 240	0.411	248	0.220	15 800	91	14.1
	2 000	0.411	198	0.220	14 100	91	10.0
	1 800	0.411	160	0.220	12 700	91	7.3
	1 250	0.411	77	0.220	8 800	91	2.53
	1 000	0.411	69	0.220	7 030	91	1.39
	800	0.411	30	0.220	5 610	91	0.73
8C	1 800	0.411	285	0.220	29 900	91	30.8
	1 250	0.411	137	0.220	20 800	91	10.3
	1 000	0.411	88	0.220	16 600	91	5.52
	630	0.411	35	0.220	10 480	91	1.51
10C	1 250	0.434	227	0.221 8	41 300	94.3	32.7
	1 000	0.434	145	0.221 8	32 700	94.3	16.5
	800	0.434	93	0.221 8	26 130	94.3	8.5
	500	0.434	36	0.221 8	16 390	94.3	2.3
6D	1 450	0.411	104	0.220	10 200	91	4
	960	0.411	45	0.220	6 720	91	1.32
8D	1 450	0.444	200	0.184	20 130	89.5	14.2
	730	0.444	50	0.184	10 150	89.5	2.06
16B	900	0.434	300	0.221 8	121 000	94.3	127
20B	710	0.434	290	0.221 8	186 300	94.3	190

注: 1mmH<sub>2</sub>O=9.806 65Pa

#### 5. 空气压缩机技术规格一览表

型 号	形 式	冷却 方式	排气量 /(m <sup>3</sup> /min)	压力 /MPa	转速 /(r/min)	活塞行程 /mm	电动机 功率/kW
3L-20/35	L 型	水	20	0.35	480	200	100
V0.6/7	移动	风	0.6	0.7	1 450	55	5.5

续表

型 号	形 式	冷却 方式	排气量 /(m <sup>3</sup> /min)	压力 /MPa	转速 /(r/min)	活塞行程 /mm	电动机 功率/kW
A0.6/7	固定立式	水	0.6	0.7	450	100	5.5
A0.9/8	固定立式	水	0.9	0.8	650	100	7.5
3W1.6/10	移动式	风	1.6	1.0	1 460	70	13
1V-3/8	固定式	风	3	0.8	960	110	22
1V-3/8-1	V 型	水	3	0.8	980	110	22
1W-3/7A	固定 YV 型	风	3	0.7	980	110	20
VY-6/7	固定 V 型	风	6	0.7	1 500	112	40
2W-1/7B	移动 W 型	风	6	0.7	1 200	110	60(马力)
2V-6/8	固定立式	风	6	0.8	980	110	40
YV-6/8	移动 W 型	风	9	0.7	1 050	127	—
3L-10/8	固定 L 型	水	10	0.8	480	200	75
4L-20/8	固定 L 型	水	20	0.8	400	240	130
2L35-20/8	L 型	水	20	0.8	730	140	130
5L-40/8	固定 L 型	水	40	0.8	428	240	250

## 6. 开启式制冷压缩机基本参数(氨压缩机部分)

类别	缸径 /mm	行程 /mm	缸数	气缸布 置形式	蒸发温度 /℃	冷凝 温度 /℃	标准工况 制冷量 /(kcal/h)	转速 /(r/min)	理论 排气量 /(m <sup>3</sup> /h)	标准轴 功率 /kW
Ⅱ	70	55	2	V	+5~-30	≤40	13 150	1 440	36.6	4.52
			3	W	+5~-30	≤40	19 700	1 440	54.9	6.75
			4	S	+5~-30	≤40	26 300	1 440	73.2	8.88
			6	W	+5~-30	≤40	39 400	1 440	109.8	13.40
			8	S	+5~-30	≤40	52 600	1 440	146.4	17.80
Ⅲ	100	70	2	V 或 Z	+5~-30	≤40	23 300	960	63.4	8.12
			4	V	+5~-30	≤40	46 600	960	126.8	16.00
			6	W	+5~-30	≤40	69 900	960	190.2	23.80
			8	S	+5~-30	≤40	93 200	960	253.6	31.60

续表

类别	缸径 /mm	行程 /mm	缸数	气缸布置形式	蒸发温度 /℃	冷凝 温度 /℃	标准工况 制冷量 /(kcal/h)	转速 /(r/min)	理论 排气量 /(m <sup>3</sup> /h)	标准轴 功率 /kW
IV	125	100	2	V 或 Z	+5 ~ -30	≤40	52 500	960	141.5	18.30
			4	V	+5 ~ -30	≤40	105 000	960	283.0	36.10
			6	W	+5 ~ -30	≤40	158 000	960	424.5	53.90
			8	S	+5 ~ -30	≤40	210 000	960	566.0	71.20
V	170	140	2	V	+5 ~ -30	≤40	110 000	720	275.0	36.40
			4	V	+5 ~ -30	≤40	220 000	720	550.0	71.90
			6	W	+5 ~ -30	≤40	330 000	720	820.0	107.10
			8	S	+5 ~ -30	≤40	440 000	720	1 100.0	142.00

注: 1kcal=4.186kJ

## 7. W 型往复式真空泵的技术性能

性 能 \ 型 号	W <sub>1</sub>	W <sub>2</sub>	W <sub>3</sub>	W <sub>4</sub>	W <sub>5</sub>
抽气速率/(m <sup>3</sup> /h)	60	125	200	370	770
极限真空/mmHg	10	10	10	10	10
转速/(r/min)	300	300	300	200	200
配用电机/kW	2.2	4	5.5	10	22
缸径×行程/mm	170×102	220×130	250×150	350×200	455×250

注: 1mmHg=133.32Pa

## 8. SZ 型水环式真空泵的技术性能

型 号	抽气量/(m <sup>3</sup> /min)					极限 真空度 /mmHg	配带动力 /kW	转速 /(r/min)
	760 /mmHg	456 /mmHg	304 /mmHg	152 /mmHg	70 /mmHg			
SZ-1	1.5	0.64	0.4	0.12		122	4	1 450
SZ-2	3.4	1.65	0.95	0.25		98	10	1 450
SZ-3	11.5	6.8	3.6	1.5	0.5	60	30	975
SZ-4	27	17.6	11	3	1	53	70	730

注: 1mmHg=133.32Pa

## 9. 2X 型旋片式真空泵的型式和基本参数

型 号	抽气速率 (L/s)	极限真空/mmHg		配电机功率不大于 /kW	进气口 内径
		关气镇阀	开气镇阀		
2X-0.5	0.5	$5 \times 10^{-4}$	$5 \times 10^{-3}$	0.18	10
2X-1	1	$5 \times 10^{-4}$	$5 \times 10^{-3}$	0.25	15
2X-2	2	$5 \times 10^{-4}$	$5 \times 10^{-3}$	0.4	20
2X-4	4	$5 \times 10^{-4}$	$5 \times 10^{-3}$	0.6	25
2X-8	8	$5 \times 10^{-4}$	$5 \times 10^{-3}$	1.1	32
2X-15	15	$5 \times 10^{-4}$	$5 \times 10^{-3}$	2.2	50
2X-30	30	$5 \times 10^{-4}$	$1 \times 10^{-2}$	4.0	65
2X-70	70	$5 \times 10^{-4}$	$1 \times 10^{-2}$	7.5	80
2X-150	150	$5 \times 10^{-4}$	$1 \times 10^{-2}$	14	125

注: 1mmHg = 133.32Pa

## 10. ZJ 型罗茨真空泵的基本参数

型 号	抽气速率 (L/s)	极限真空 /mmHg	允许入口 压强/mmHg	进口直径 /mm	出口直径 /mm	推荐配用 前级泵型号
ZJ-15	15	$5 \times 10^{-4}$	15	40	32	2X-2
ZJ-30	30	$5 \times 10^{-4}$	15	50	40	2X-4
ZJ-70	70	$5 \times 10^{-4}$	15	80	50	2X-8
ZJ-150	150	$5 \times 10^{-4}$	10	100	80	2X-15
ZJ-300	300	$5 \times 10^{-4}$	10	150	100	2X-30
ZJ-600	600	$5 \times 10^{-4}$	10	200	150	2X-70
ZJ-1200	1200	$2 \times 10^{-3}$	5	300	200	H-150
ZJ-2500	2500	$2 \times 10^{-3}$	5	300	200	H-300
ZJ-5000	5000	$2 \times 10^{-3}$	5	400	300	2XH-300
ZJ-10000	10000	$5 \times 10^{-4}$	2	400	300	ZJ-2500, 2XH-300

续表

型 号	抽气速率 (L/s)	极限真空 /mmHg	允许入口 压强/mmHg	进口直径 /mm	出口直径 /mm	推荐配用 前级泵型号
ZJ-20000	20 000	$5 \times 10^{-4}$	2	600	400	ZJ-5000, 3XH-300
ZJ-40000	40 000	$5 \times 10^{-4}$	1	800	600	ZJ-10000 ZJ-2500, 3XH-300

## 11. 固定管板管壳式换热器系列标准(节录)

外壳直径 $d/\text{mm}$	159			273				400			600		800		
公称压强 $p_g/(\text{kgf}/\text{cm}^2)$	25			25				16, 25			10, 16, 25		6, 10, 16, 25		
公称面积 $S_g/\text{m}^2$	1	2	3	3	4	5	7	10	20	40	60	120	100	200	230
管长 $l/\text{m}$	1.5	2	3	1.5	1.5 (2)	2	3	1.5	3	6	3	6	3	6	6
管外径 $d_0/\text{mm}$	25	25	25	25	25 (25)	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
管子总数 $N$	13	13	13	32	38 (32)	38	32	102 (86)	86	86	269	254	456 (444)	444	501
管程数	1	1	1	2	1(2)	1	2	2(4)	4	4	1	2	4(6)	6	1
壳程数	1	1	1	1	1(1)	1	1	1(1)	1	1	1	1	1(1)	1	1
管子排列方法	正三角形排列														

注:  $1\text{kgf}/\text{cm}^2 = 9.8 \times 10^4\text{Pa}$ 

## 12. 浮头式换热器系列标准(节录)

外壳直径 $d/\text{mm}$	325	400	500	600
公称压强 $p_g/(\text{kgf}/\text{cm}^2)$	40		16, 25, 40	16, 25, 40

续表

公称面积 $S_g/m^2$	10	10	20	15	25	32	32	65	50	95	130			
管长 $l/m$	3	3	6	3	3	6	3	6	3	6	6			
管外径 $d_0/mm$	19	25	25	25	19	25	25	25	25	25	19			
管子总数	76	36	44	72	138	72	140	124	120	208	208	192	372	368
管程数	2	2	2	2	2	4	2	2	4	2	4	2	4	4
壳程数	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
管子排列方法	△	◇	◇	◇	△	◇	◇	◇	◇	◇	◇	◇	△	△

注：△为三角形排列，◇为正方形排列

13. 壁面污垢热阻(污垢系数  $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C/kcal$ )

一、冷却水				
加热流体温度/℃	< 115		115~205	
水温/℃	< 25		> 25	
水流速/(m/s)	< 1	> 1	< 1	> 1
海 水	0.000 1	0.000 1	0.000 2	0.000 2
自来水、井水、湖水、软化锅炉水	0.000 2	0.000 2	0.000 4	0.000 4
蒸 馏 水	0.000 1	0.000 1	0.000 1	0.000 1
硬 水	0.000 6	0.000 6	0.001	0.001
河 水	0.000 6	0.000 4	0.000 8	0.000 6
二、工业用气体				
有机化合物	0.000 1	溶剂蒸气	0.000 2	
水蒸气	0.000 1	天然气	0.000 2	
空 气	0.000 4	焦炉气	0.000 2	
三、工业用液体				
有机化合物	0.000 2	熔 盐	0.000 1	
盐 水	0.000 2	植物油	0.000 6	

### 单级氨压缩机工作工况与标准工况制冷量换算系数

符号	名称	单位	冷凝温度/℃ (或再冷却温度)															
			-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	
$D$	颗粒体积当量直径、粒度 容器、流化床直径	m	0.670	0.645	0.620	0.584	0.546	0.505	0.472	0.430	0.392	0.350	0.308	0.266	0.244			
				0.836	0.815	0.775	0.737	0.692	0.646	0.595	0.553	0.496	0.442	0.388	0.352	0.331		
					1.032	1.005	0.970	0.920	0.863	0.805	0.753	0.700	0.630	0.563	0.505	0.453	0.406	
					1.150	1.092	1.064	1.022	0.960	0.900	0.851	0.785	0.725	0.640	0.610	0.538	0.475	
					1.200	1.160	1.110	1.076	1.006	0.950	0.895	0.825	0.787	0.703	0.635	0.575	0.516	
						1.263	1.230	1.180	1.120	1.064	1.010	0.930	0.865	0.777	0.720	0.650	0.580	
						1.410	1.340	1.300	1.250	1.180	1.110	1.040	0.970	0.890	0.813	0.750	0.672	
							1.550	1.490	1.430	1.370	1.304	1.235	1.154	1.057	0.980	0.890	0.818	
							1.680	1.630	1.570	1.510	1.430	1.350	1.270	1.190	1.080	1.030	0.950	
							1.770	1.700	1.640	1.580	1.523	1.430	1.345	1.265	1.180	1.128	1.005	
								1.860	1.780	1.718	1.650	1.560	1.470	1.380	1.300	1.205	1.115	
								1.990	1.950	1.870	1.790	1.720	1.625	1.540	1.430	1.300	1.243	
								2.184	2.112	2.050	1.965	1.864	1.770	1.670	1.585	1.460	1.390	
									2.210	2.140	2.060	1.960	1.855	1.750	1.660	1.65	1.467	
						2.297	2.230	2.140	2.050	1.980	1.870	1.780	1.650	1.540				
						2.384	2.322	2.250	2.165	2.055	1.970	1.860	1.740	1.620				
						2.494	2.425	2.340	2.250	2.160	2.040	1.930	1.820	1.700				
						2.592	2.560	2.447	2.350	2.240	2.130	2.015	1.900	1.785				
							2.620	2.520	2.470	2.330	2.210	2.115	2.000	1.885				

# 本书符号说明

符 号	名 称	单 位
$a$	活塞杆截面积	$\text{m}^2$
$a_r$	离心加速度	$\text{m/s}^2$
$a_w$	水分活度	
$Ar$	阿基米德准数	
$c$	干基含水率	$\text{kg 水/kg 干物料}$
	原料液的比热容	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_o$	临界含水率	$\text{kg 水/kg 干物料}$
$c_a$	干空气的比热容	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_H$	湿空气的比热容	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_m$	湿物料的比热容	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_p$	平衡含水率	$\text{kg 水/kg 干物料}$
	定压比热容	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_s$	溶质、绝干物料比热容	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_v$	水气的比热容	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_w$	水的比热容	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$C$	流量系数、辐射系数	
$C_0$	流量系数	
$C_{1-2}$	总辐射系数	
$C_v$	测速管校正系数	
$d$	管 径	$\text{m}$
$d_e$	当量直径	$\text{m}$
$d_{Am}$	表面积平均直径	$\text{m}$
$d_{1,m}$	算术平均直径	$\text{m}$



续表

符 号	名 称	单 位
$d_p$	颗粒体积当量直径、粒度	m
$D$	容器、流化床直径	m
$D_{Vm}$	体积平均直径	m
$D_{V\Delta m}$	体积表面积平均直径	m
$e$	单位内能	J/kg
$E$	能 量	W
	辐射能力	W/m <sup>2</sup>
$f$	效正因子	
$F$	力	N
$g$	重力加速度	m/s <sup>2</sup>
$G$	制冷剂循环量	kg/s
	工作蒸汽量	kg/s
$Gr$	格拉晓夫数	
$h$	比 焓	kJ/kg
	高 度	m
$H$	焓	kJ
	有效压头	m
$I$	调 匀 度	
$k$	系数、稠度指数	
$K$	总传热系数	W/m <sup>2</sup> ·K
	杜林直线斜率	
$K_c$	分离因数	
$K_i$	摩尔冰点常数	
$L$	管 长	m
$L_f$	阻力损失	kJ/kg

续表

符 号	名 称	单 位
$L_v$	汽化潜热	kJ/kg
$m$	质 量	kg
$M$	摩尔质量	kg/kmol
$n$	流动习性指数	
	转 速	r/min
$N$	传质速率	kg 水/s
$Nu$	努赛尔数	
$p$	压 强	N/m <sup>2</sup> 或 Pa
$p_{ab}$	绝对压强	N/m <sup>2</sup> 或 Pa
$p_g$	表 压 强	N/m <sup>2</sup> 或 Pa
$p_a$	干空气分压强	N/m <sup>2</sup> 或 Pa
$p_s$	饱和蒸汽压强	N/m <sup>2</sup> 或 Pa
$p_v$	水蒸气分压强	N/m <sup>2</sup> 或 Pa
$P$	功 率	W
$P_e$	有效功率	W
$Pr$	普朗特数	
$P_t$	理论功率	W
$q$	热流密度	W/m <sup>2</sup>
	单位质量制冷量	kJ/kg
$q_m$	质量流量	kg/s
	水分蒸发量	kg/s
$q_{m,g}$	绝干空气流量	kg 干空气/h
$q_{m,G}$	绝干物料量	kg 干料/h
$q_{m,w}$	汽化水分量	kg 水/h
$q_v$	体积流量	m <sup>3</sup> /s
	单位体积制冷量	kJ/m <sup>3</sup>

续表

符 号	名 称	单 位
$q_v$	原料液的流量	kg/s
$q_v'$	加热蒸汽消耗量	kg/s
$Q$	传热速率	W
	理论流量	m <sup>3</sup> /s
$Q'$	蒸发器的热损失	W
$Q_0$	预热器提供热量	W
$Q_{1-2}$	净的辐射传热速率	W
$Q_d$	干燥室补充热量	W
$r$	半 径	m
	单位厚度过滤介质阻力	
$R$	通用气体常数	J/(mol·K)
	过滤介质阻力	
	导热热阻	℃/W
$Re$	雷 诺 数	
$s$	压缩系数	
	活塞冲程	m
$S$	熵	W/K
	活塞截面积	m <sup>2</sup>
	表 面 积	m <sup>2</sup>
$S_m$	对数平均面积	m <sup>2</sup>
$S_p$	颗粒表面积	m <sup>2</sup>
$S_s$	与颗粒体积相等的表面积	m <sup>2</sup>
$t$	时 间	s
	摄氏温度	℃
$t_d$	露 点	℃
$T$	绝对温度	K

续表

符 号	名 称	单 位
$v$	流 速	m/s
$v_0$	沉降速度	m/s
$v_r$	离心沉降速度	m/s
$v_t$	切线速度	m/s
$V$	体 积	$m^3$
$w$	单位质量流动功	J/kg
	湿基含水率	kg 水/kg 湿物料
	溶液的溶质含量	%
$W$	功	J
$X$	湿 度	kg 水/kg 干空气
$Z$	离基准面的位压头	m
$Z_S$	吸上高度	m
$Z_D$	排出高度	m
$\alpha$	对流传热系数	$W/(m^2 \cdot K)$
$\alpha_V$	体膨胀系数	1/K
$\beta$	热膨胀系数	1/K
	自蒸发系数	
$\gamma$	溶质损失率	
$\gamma_w$	水分活度系数	
$\delta$	厚 度	m
$\varepsilon$	制冷系数	
	绝对粗糙度	mm
$\zeta$	局部阻力系数	
$\eta$	效 率	%
$\theta$	过滤时间	s

续表

符 号	名 称	单 位
$\kappa$	绝热指数	
$\lambda$	热 导 率	$\text{W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$
	摩擦因数	
$\mu$	动力黏度	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
$\mu_p$	塑性黏度	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
$\nu$	运动黏度	$\text{m}^2/\text{s}$
$\pi$	渗 透 压	
$\rho$	密 度	$\text{kg/m}^3$
$\sigma$	表面张力	$\text{N/m}^2$
$\tau$	剪切应力	$\text{N/m}^2$
$\varphi$	相对湿度	
$\omega$	角 速 度	rad

## 主要参考文献

- [1] 高福成主编. 食品工程原理. 北京: 中国轻工业出版社, 1998
- [2] 谭天恩等编. 化工原理. 北京: 化学工业出版社, 1992
- [3] 化学工程手册编委会编. 化学工程手册. 北京: 化学工业出版社, 1985
- [4] 蒋维钧主编. 化工原理. 北京: 清华大学出版社, 1996
- [5] 陈敏恒等编. 化工原理(上册). 北京: 化学工业出版社, 1992
- [6] 高孔荣主编. 发酵设备. 北京: 中国轻工业出版社, 1991
- [7] 无锡轻工学院, 天津轻工学院合编. 食品机械与设备. 中国轻工业出版社, 1991
- [8] 周谟仁主编. 流体力学泵与风机. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- [9] 华泽钊等编. 食品冷冻冷藏原理与设备. 北京: 中国机械工业出版社, 1992
- [10] 张启同等编. 冷库制冷技术. 北京: 中国农业出版社, 1985
- [11] 姚仲鹏等编. 传热学. 北京: 理工大学出版社, 1995
- [12] 微生物工程编写组编. 微生物工程(下册). 上海: 上海科学技术出版社, 1980
- [13] [美]P. 贝歇尔著. 乳状液理论与实践. 北京: 科学出版社, 1990
- [14] [苏]A. C. 金茨布尔格著. 食品干燥原理与技术基础. 高奎元译. 北京: 中国轻工业出版社, 1985
- [15] [美]J. 金克普利斯著. 传递过程与单元操作. 清华大学化工传递组译. 北京: 清华大学出版社, 1985